



**Titre:** Optimisation structurelle des systèmes énergétiques  
Title:

**Auteur:** Etienne Saloux  
Author:

**Date:** 2014

**Type:** Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

**Référence:** Saloux, E. (2014). Optimisation structurelle des systèmes énergétiques [Thèse de doctorat, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie.  
Citation: <https://publications.polymtl.ca/1442/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**  
Open Access document in PolyPublie

**URL de PolyPublie:** <https://publications.polymtl.ca/1442/>  
PolyPublie URL:

**Directeurs de recherche:** Alberto Teyssedou, & Mikhail Sorin  
Advisors:

**Programme:** Génie nucléaire  
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

OPTIMISATION STRUCTURELLE DES SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES

ETIENNE SALOUX

DÉPARTEMENT DE GÉNIE PHYSIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

THÈSE PRÉSENTÉE EN VUE DE L'OBTENTION

DU DIPLÔME DE PHILOSOPHIAE DOCTOR

(GÉNIE NUCLÉAIRE)

JUIN 2014

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Cette thèse intitulée :

OPTIMISATION STRUCTURELLE DES SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES

présentée par : SALOUX Etienne

en vue de l'obtention du diplôme de : Philosophiae Doctor

a été dûment acceptée par le jury d'examen constitué de :

M. KOCLAS Jean, Ph.D., président

M. TEYSSÉDOU Alberto, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. SORIN Mikhail, Ph.D., membre et codirecteur de recherche

M. KUMMERT Michaël, Doct., membre

M. ZMEUREANU Radu, Ph.D., membre

## DÉDICACE

*À mes parents,  
pour m'avoir permis d'avoir le choix*



## REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de recherche, Alberto Teyssedou, pour m'avoir offert la possibilité de travailler sur ce sujet de recherche. Je lui suis extrêmement reconnaissant de m'avoir fait confiance et de m'avoir soutenu durant ces cinq années. À titre personnel, j'aimerais également le remercier pour m'avoir transmis sa passion pour la science, et plus particulièrement le domaine de l'énergie, par le biais de nos conversations mais aussi par ses explications simples mais lumineuses.

Je veux également remercier mon co-directeur de recherche, Mikhail Sorin, pour son appui et ses idées ainsi que pour nos nombreuses discussions, aussi constructives qu'animées.

Je souhaite remercier Supméca pour m'avoir donné l'opportunité de venir compléter ma scolarité ici et l'École Polytechnique de Montréal pour le cadre studieux et la qualité de l'enseignement.

J'aimerais aussi remercier CanmetÉNERGIE Varennes pour leur support financier et plus particulièrement Sophie Hosatte, sans qui cette recherche n'aurait pas été possible. Je pense aussi à Daniel Giguère ainsi que Michel Poirier et Justin Tamasauskas pour leurs explications et leurs conseils avisés.

Je tiens à remercier Jean Koclas, Michaël Kummert et Radu Zmeureanu pour avoir accepté de faire partie de mon jury de thèse et de s'acquitter des tâches qui en découlent tout comme Aouni Lakis pour le rôle de représentant du directeur des études supérieures.

Je remercie également mes collègues de travail tout comme les secrétaires de l'institut pour leur aide mais aussi pour leur gentillesse et leur bonne humeur.

Enfin, je veux remercier mes parents, Colette et Gérard, ainsi que mon frère, Clément, pour m'avoir encouragé et soutenu en toutes circonstances, qu'elles soient personnelles ou professionnelles, pour avoir accepté l'ensemble de mes décisions et de fait, pour avoir rendu cette aventure possible. Je souhaite aussi remercier Carole pour sa joie de vivre et son soutien quotidien sans faille mais surtout, pour avoir été capable de me supporter et plus particulièrement dans les moments difficiles. J'aimerais, pour finir, remercier mes proches, de France ou du Québec, pour leur appui et leur humour et pour m'avoir changé les idées lorsqu'il le fallait.

Je vais enfin pouvoir répondre à cette question si récurrente : « alors, t'as fini ta thèse ? ».

## RÉSUMÉ

L'essor des énergies renouvelables a pris de l'ampleur ces dernières années pour faire face aux problèmes environnementaux liés à la consommation d'énergies fossiles. Ces énergies sont grandement mises à profit dans les secteurs résidentiel et commercial et de nombreux systèmes ont été proposés pour répondre à la demande énergétique des bâtiments. Améliorer le rendement et l'utilisation de ces unités, autrement dit améliorer la gestion de l'énergie, apparaît alors essentiel afin de réduire l'empreinte écologique de l'Homme sur la planète. Toutefois, l'intégration des systèmes est un problème très complexe à résoudre ; en effet, il fait intervenir le nombre d'unités, leur technologie, leur taille, leurs conditions de fonctionnement et la façon de les connecter entre elles. La multitude de solutions proposées met ainsi en relief le manque d'une analyse systématique permettant de comparer leurs performances. Cette démarche est essentielle afin d'évaluer les différents arrangements, quel que soit le critère, et de déterminer l'équipement optimal selon le contexte économique, le climat d'étude et l'espace disponible pour installer les unités. Ainsi, l'objectif est de présenter une telle méthode, soit l'optimisation structurelle des systèmes énergétiques. Elle servira à identifier les différents arrangements possibles entre unités et à comparer leurs performances dans le but de choisir l'équipement optimal. Les combinaisons ont été soumises à un ensemble de contraintes environnementales (climat d'étude), structurelles (espace disponible) et économiques et les critères de choix ont tenu compte des aspects énergétiques, économiques et écologiques. Pour ce faire, en plus des analyses énergétique et économique classiques, le concept d'exergie a également été étudié et appliqué à l'équipement. Cependant, l'approche par les logiciels usuels est peu évidente, de par la complexité des systèmes intégrés et les temps de calculs particulièrement longs. Il est clair que le travail d'optimisation au complet constitue une tâche considérable et l'intérêt de cette thèse est d'instaurer les bases de l'optimisation avec des outils appropriés. Une revue exhaustive de l'équipement, plus particulièrement les panneaux photovoltaïques, les capteurs solaires, les pompes à chaleurs et les réservoirs de stockage, a tout d'abord été effectuée de manière à envisager l'ensemble des possibilités de combinaisons des unités pour répondre à la demande énergétique des bâtiments. Des modélisations énergétiques et exergétiques de l'équipement, adaptées au problème d'optimisation, ont été effectuées et appliquées à deux scénarios particuliers : a) une pompe à chaleur solaire avec stockage de glace et réservoir d'eau chaude et b) une pompe à chaleur utilisant l'air ambiant associée à des panneaux photovoltaïques. Par la suite, une superstructure a été élaborée afin de recenser

l'ensemble des arrangements possibles entre unités. L'aspect exergétique y a été inclus et permet d'illustrer les différents chemins énergétiques et d'identifier les imperfections associées à chaque parcours dans le but d'obtenir une meilleure compréhension du comportement des systèmes intégrés. Dans la même optique, un diagramme exergétique a été développé : les performances globales (énergétique et exergétique) d'un scénario donné ne sont plus seulement identifiées mais elles sont également quantifiées et les différents parcours énergétiques sont séparés selon leur origine (renouvelable ou non renouvelable). Finalement, l'optimisation des dimensions et des variables d'opération des deux scénarios précédemment décrits a été réalisée en tenant compte des critères économiques et exergétiques ; le potentiel de chaque arrangement a été dévoilé aboutissant à une meilleure gestion de l'énergie dans ces deux cas précis.

## ABSTRACT

The development of renewable energies is growing over the last decade to face environmental issues due to the world fossil fuel consumption increase. These energies are highly involved in houses and commercial buildings and numerous systems have been proposed to meet their energy demand. Therefore, improving both efficiency and use of systems, i.e. improving energy management, appears essential to limit the ecological footprint of humanity on the planet. However, system integration yields a very complex problem to be solved due to the large number of units and their technology, size, working conditions and interconnections. This situation highlights the lack of systematic analysis for comparing integrated system performance and for correctly pointing out their potential. As a result, the objective of this thesis is to develop and to present such a method, in other words the structural optimization of energy systems. It will be helpful to choose the optimal equipment by identifying all the possibilities of system arrangements and for comparing their performance. Combinations have then been subjected to environmental (climate), structural (available area) and economical constraints while assessment criteria have considered both energy, economic and ecological aspects. For that reason, as well as energy and economic analyses, the exergy concept has also been applied to the equipment. Nevertheless, the high degree of complexity of integrated systems and the tedious numerical calculations make the resolution by using standard software very difficult. It is clear that the whole optimization project would be considerable and the aim is to develop models and optimization tools. First of all, an exhaustive review of energy equipment including photovoltaic panels, solar collectors, heat pumps and thermal energy storage systems, has been performed. Afterwards, energy and exergy models have been developed and tested for two specific energy scenarios: a) a solar assisted heat pump using ice and warm water storages and b) an ambient air heat pump associated to photovoltaic panels. A superstructure has then been constructed to account for every system combination possibility. The different energy paths have been illustrated while irreversibility along every path is identified. Thus, it allows the system operation to be clearly understood. Besides, an exergy diagram has been developed and permits energy and exergy assessment of system and system arrangements to be not only identified but also quantified and separated depending on their (renewable or non-renewable) source. Finally, dimensions and operation variables have been optimized according to exergy and economic criteria for the aforementioned scenarios; the potential of each energy option has been estimated and yield a better energy management to be reached.

## TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE.....	III
REMERCIEMENTS .....	IV
RÉSUMÉ.....	V
ABSTRACT .....	VII
TABLE DES MATIÈRES .....	VIII
LISTE DES TABLEAUX.....	XII
LISTE DES FIGURES .....	XIV
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS .....	XXV
LISTE DES ANNEXES .....	XXXVII
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1    REVUE DE LA LITTÉRATURE DES PERFORMANCES DES SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES .....	10
1.1    Systèmes énergétiques.....	10
1.1.1    Les panneaux photovoltaïques .....	11
1.1.2    Les éoliennes .....	16
1.1.3    Les capteurs solaires.....	16
1.1.4    Les pompes à chaleur .....	18
1.1.5    Le stockage d'énergie.....	20
1.2    Évaluation exergétique .....	21
1.3    Évaluation économique .....	33
1.4    Critères d'évaluation des performances .....	35
1.5    Performance des systèmes énergétiques .....	39
1.5.1    Panneaux photovoltaïques et capteurs solaires .....	39

1.5.2	Les pompes à chaleur .....	46
1.5.3	Le stockage d'énergie.....	56
1.6	Arrangement de l'équipement.....	58
CHAPITRE 2 MODÈLE ET ANALYSE DES UNITÉS ÉLECTRIQUES .....		63
2.1	Énergie du panneau photovoltaïque .....	63
2.1.1	Modèle énergétique proposé .....	63
2.1.2	Comparaison avec le modèle proposé .....	66
2.1.3	Analyse et discussion .....	69
2.2	Exergie du panneau photovoltaïque .....	73
2.2.1	Limites de conversion de l'énergie solaire en électricité .....	73
2.2.2	Modèle exergétique proposé .....	74
2.2.3	Exemple d'utilisation des facteurs de réduction .....	78
CHAPITRE 3 MODÈLE ET ANALYSE DES UNITÉS THERMIQUES .....		83
3.1	Capteur solaire et système photovoltaïque/thermique (PV/T) .....	84
3.1.1	Modèle énergétique du capteur solaire.....	84
3.1.2	Modèle énergétique du système photovoltaïque/thermique.....	86
3.1.3	Exergie des deux systèmes .....	89
3.1.4	Comparaison des modèles .....	90
3.1.5	Influence de la température du caloporteur en entrée .....	92
3.1.6	Évaluation exergétique.....	94
3.2	Pompe à chaleur .....	97
3.2.1	Modèle exergétique proposé .....	98
3.2.2	Comparaison entre le modèle proposé et l'approche classique.....	104
3.2.3	Performance exergétique d'unités existantes .....	109

3.3	Système de stockage.....	124
3.4	Unité d'appoint.....	132
3.5	Pompe de circulation.....	132
CHAPITRE 4 ÉTUDE DE DEUX SCÉNARIOS ÉNERGÉTIQUES .....		135
4.1	Sélection des unités thermiques et électriques .....	136
4.2	Demande énergétique du bâtiment.....	145
4.3	Pompe à chaleur solaire avec stockage de glace .....	150
4.3.1	Description du scénario.....	150
4.3.2	Comparaison des résultats avec Tamasauskas et al. ....	154
4.3.3	Comportement et performance du scénario .....	162
4.4	Pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques .....	168
4.4.1	Description du scénario.....	168
4.4.2	Performance du scénario .....	169
CHAPITRE 5 ARRANGEMENT ET ÉVALUATION DES SYSTÈMES INTÉGRÉS .....		173
5.1	Classification et visualisation des systèmes énergétiques.....	174
5.2	Analogie exergétique-électrique des systèmes énergétiques .....	178
5.2.1	Analogie thermique-électrique du bâtiment avec chauffage électrique .....	179
5.2.2	Analogie exergétique-électrique du bâtiment avec chauffage électrique.....	181
5.2.3	Application de l'analogie aux unités énergétiques.....	185
5.2.4	Application de l'analogie à l'ensemble des possibilités.....	188
5.3	Diagramme exergétique des systèmes énergétiques .....	194
5.3.1	Diagramme exergétique $Q-\theta$ modifié.....	196
5.3.2	Diagramme exergétique pour les unités individuelles .....	198
5.3.3	Construction du diagramme exergétique pour les systèmes intégrés.....	207

5.3.4	Utilisation du diagramme exergétique .....	213
<b>CHAPITRE 6 OPTIMISATION DIMENSIONNELLE D'ARRANGEMENTS</b>		
	<b>SIMPLES .....</b>	<b>217</b>
6.1	Analyse de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace .....	217
6.1.1	Influence des dimensions .....	219
6.1.2	Influence des variables d'opération.....	222
6.2	Analyse d'une pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques .....	224
6.3	Comparaison des deux scénarios.....	226
6.3.1	Analyse exergo-économique .....	227
6.3.2	Illustration des performances avec le diagramme exergétique .....	233
<b>DISCUSSION GÉNÉRALE, CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS .....</b>		<b>243</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE .....</b>		<b>249</b>
<b>ANNEXES .....</b>		<b>267</b>



## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 : Paramètres d'évaluation utilisés dans une analyse exergétique. ....	29
Tableau 2.1 : Caractéristiques principales des panneaux PV utilisés pour la comparaison du modèle. ....	67
Tableau 2.2 : Comparaison entre le modèle proposé et les cas de référence (erreur standard et pondérée des tensions et courants des différents points clés). ....	68
Tableau 2.3 : Panneaux photovoltaïques commerciaux basés sur les technologies polycristalline, monocristalline et amorphe (à simple jonction). ....	79
Tableau 2.4 : Tableau récapitulatif des valeurs typiques des panneaux photovoltaïques commerciaux basés sur les technologies polycristalline, monocristalline et amorphe. ....	81
Tableau 3.1 : Paramètres électriques (module SP-75 à 25°C, AM 1.5, 1000 W/m <sup>2</sup> ) et thermiques du système PV/T. ....	91
Tableau 3.2 : Liste et caractéristiques des pompes à chaleur étudiées. ....	105
Tableau 3.3 : Erreur relative entre les performances de la pompe à chaleur et celles du compresseur calculées analytiquement. ....	106
Tableau 3.4 : Erreur relative sur les irréversibilités de la pompe à chaleur obtenues avec le modèle proposé par rapport à celles de l'approche classique. ....	107
Tableau 3.5 : Comparaison des schémas de calculs du réservoir de stockage avec $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ , $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ et $T_{stg,max}=12^\circ\text{C}$ sur la consommation électrique totale du scénario. ....	126
Tableau 3.6 : Comparaison des schémas de calculs du réservoir de stockage avec $V_{st,g}=5 \text{ m}^3$ , $S_{col}=47.8 \text{ m}^2$ et $T_{stg,max}=20^\circ\text{C}$ sur la consommation électrique totale du scénario. ....	128
Tableau 4.1 : Domaine de validité des approximations des performances des pompes à chaleur air-air et eau-eau. ....	136

Tableau 4.2 : Erreurs relatives (%) moyennes (maximales) des performances des pompes à chaleur et du compresseur. ....	137
Tableau 4.3 : Erreur absolue moyenne/maximale des approximations des différences de températures des pompes à chaleur. ....	143
Tableau 4.4 : Condition des variables d'opération du scénario énergétique. ....	153
Tableau 4.5 : Dimensions pour la comparaison avec Tamasauskas et al. [51]. ....	155
Tableau 4.6 : Consommation électrique et efficacité totale pour la période de chauffage et les différents cas d'étude. ....	160
Tableau 5.1 : Éléments de l'analogie exergetique-électrique. ....	183
Tableau 5.2 : Tableau logique des unités intégrés de l'analogie exergetique-électrique pour l'ensemble des combinaisons de systèmes. ....	191
Tableau 5.3 : Valeurs des énergies et facteurs Carnot des diagrammes exergetiques (cas de référence et PàC solaire avec stockage de glace avec T1GW050, $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ et $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ). ....	215
Tableau 6.1 : Gammes de valeurs des dimensions et variables d'opération de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace. ....	218
Tableau 6.2 : Gammes de valeurs des dimensions et variables d'opération de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques. ....	225
Tableau 6.3 : Valeurs des énergies et facteurs Carnot des diagrammes (PàC solaire avec stockage de glace, T1GW025, $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ , $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ et PàC air-air 4WCY030, $S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$ ). ....	234
Tableau 6.4 : Valeurs des énergies et facteurs Carnot des diagrammes (PàC solaire avec stockage de glace, T1GW025, $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ pour $S_{col}=8.0 \text{ m}^2$ et $S_{col}=47.8 \text{ m}^2$ ). ....	235

## LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Spectre du rayonnement solaire [25]. .....	11
Figure 1.2 : Dopage du silicium avec du bore (dopage P) et du phosphore (dopage N). .....	13
Figure 1.3 : Fonctionnement d'une pile photovoltaïque. ....	14
Figure 1.4 : Diagramme de bandes et niveaux d'énergie de la photodiode soumise à un potentiel électrique externe $V_a$ . ....	15
Figure 1.5 : Coupe transversale d'un capteur photovoltaïque/thermique [33]. ....	18
Figure 1.6 : Schéma de la pompe à chaleur avec des échangeurs de chaleur à contrecourant. ....	19
Figure 1.7 : Les notions d'exergie et d'anergie – schéma simplifié. ....	22
Figure 1.8 : Évolution du facteur Carnot en fonction de la température de la source pour une température de référence de 0°C. ....	23
Figure 1.9 : Comparaison des formulations de l'exergie solaire de Bejan [61] avec l'analogie cylindre-piston. ....	25
Figure 1.10 : Schéma du bilan d'exergie d'un volume de contrôle. ....	26
Figure 1.11 : (a) Diagramme de Grassman pour une pompe à chaleur [45] et (b) diagramme exergétique présenté par Ducoulombier et al. [65] pour un système frigorifique. ....	30
Figure 1.12 : Résumé des définitions du rapport électrique/thermique présenté par Coventry & Lovegrove [81]. ....	37
Figure 1.13 : Analyse théorique des pertes exergétiques en fonction de l'investissement [93]. ..	38
Figure 1.14 : Circuits électriques pour : (a) le modèle à simple diode idéal, (b) le modèle à simple diode avec résistances et (c) le modèle à double diode avec résistances. ....	40
Figure 1.15 : Courbe caractéristique $I-V$ d'une cellule photovoltaïque modélisée avec le modèle à simple diode sans résistance. ....	42
Figure 1.16 : Rendement du panneau KC200GT en fonction (a) de l'ensoleillement (à différentes températures) et (b) de la température (à différents ensoleillements). ....	43

Figure 1.17 : Diagrammes (a) $T-s$ et (b) $P-h$ du cycle thermodynamique du réfrigérant de la pompe à chaleur. ....	47
Figure 1.18 : Distribution des températures (a) à l'évaporateur et (b) au condenseur .....	48
Figure 1.19 : Performances de la pompe à chaleur Trane® <sup>10</sup> eau-eau T1GW050 en mode chauffage. ....	49
Figure 1.20 : Performances de la pompe à chaleur Trane® <sup>10</sup> air-air 4WCY4048 en mode chauffage. ....	50
Figure 1.21 : Performances du compresseur Copeland™ <sup>11</sup> ZP51K5E-PFV. ....	51
Figure 1.22 : Gains énergétiques et coût des améliorations pour passer d'une maison standard à un bâtiment à énergie nette zéro [136]. ....	58
Figure 2.1 : Courbe caractéristique $I-V$ pour le module KC200GT à (a) $T_c=25^\circ\text{C}$ et (b) $E=1000\text{ W/m}^2$ .....	70
Figure 2.2 : Courbe de puissance $P-V$ pour le module KC200GT à (a) $T_c=25^\circ\text{C}$ et (b) $E=1000\text{ W/m}^2$ .....	70
Figure 2.3 : Facteur de forme pour le module KC200GT à (a) $E=200\text{ W/m}^2$ et (b) $T_c=25^\circ\text{C}$ . ....	72
Figure 2.4 : Diagrammes de (a) Sankey et (b) Grassman de la cellule photovoltaïque. ....	76
Figure 2.5 : Efficacités électriques (maximale, réelle) des panneaux aux conditions de référence pour plusieurs technologies. ....	80
Figure 2.6 : Facteurs de réduction des panneaux aux conditions de référence pour plusieurs technologies. ....	80
Figure 3.1 : Scénario énergétique de Tamasauskas et al. [51]. ....	83
Figure 3.2 : (a) Schéma simplifié du système PV/T et (b) diagramme des flux de chaleur de l'unité de récupération de chaleur. ....	87
Figure 3.3 : Températures des cellules photovoltaïques, de la récupération de chaleur et du caloporteur en sortie en fonction de la température ambiante à deux niveaux d'ensoleillement. ....	93

Figure 3.4 : Efficacité énergétique des systèmes PV et PV/T en fonction de la température ambiante pour $E=500 \text{ W/m}^2$ et $T_{in}=18^\circ\text{C}$ .....	95
Figure 3.5 : Efficacité exergetique des systèmes PV et PV/T en fonction de la température ambiante pour $E=500 \text{ W/m}^2$ et $T_{in}=18^\circ\text{C}$ .....	95
Figure 3.6 : (a) Irréversibilité totale et (b) facteurs de réduction en fonction de la température ambiante pour $E=500 \text{ W/m}^2$ et $T_{in}=18^\circ\text{C}$ .....	96
Figure 3.7 : Diagrammes (a) $T-s$ et (b) $P-h$ du cycle thermodynamique du réfrigérant de la PàC. ....	98
Figure 3.8 : Distribution des températures (a) à l'évaporateur et (b) au condenseur .....	98
Figure 3.9 : Méthode mathématique pour calculer les différences de températures entre réfrigérant et caloporteur.....	103
Figure 3.10 : Sensibilité de la destruction exergetique vis-à-vis des températures pour (a) le compresseur et la valve et (b) l'évaporateur et le condenseur. ....	108
Figure 3.11 : Variations de $\Delta T_{evap}^*$ en fonction de (a) $T_{in,evap}$ à $T_{in,cond}$ donnée et (b) $T_{in,cond}$ à $T_{in,evap}$ donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® <sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage. ....	111
Figure 3.12 : Variations de $\Delta T_{cond}^*$ en fonction de (a) $T_{in,evap}$ à $T_{in,cond}$ donnée et (b) $T_{in,cond}$ à $T_{in,evap}$ donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® <sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage. ....	111
Figure 3.13 : Variations de $\Delta T_{cond-23}$ en fonction de (a) $T_{in,evap}$ à $T_{in,cond}$ donnée et (b) $T_{in,cond}$ à $T_{in,evap}$ donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® <sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage. ....	112
Figure 3.14 : Diagrammes (a) $T-s$ et (b) $P-h$ pour 3 points spécifiques de la pompe à chaleur eau-eau de Trane® <sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage. ....	112
Figure 3.15 : Variations de la destruction d'exergie totale en fonction de (a) $T_{in,evap}$ à $T_{in,cond}$ donnée et (b) $T_{in,cond}$ à $T_{in,evap}$ donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® <sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage. ....	113

- Figure 3.16 : Variations de la destruction d'exergie dans les composants en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et en fonction de  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane®<sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage. .... 114
- Figure 3.17 : Variations de la destruction d'exergie liée aux courants renouvelable et non renouvelable en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane®<sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage. .... 115
- Figure 3.18 : Variations de  $\Delta T_{evap}^*$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage. .... 116
- Figure 3.19 : Variations de  $\Delta T_{cond}^*$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage. .... 116
- Figure 3.20 : Variations de  $\Delta T_{cond-23}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage. .... 117
- Figure 3.21 : Diagrammes (a)  $T$ - $s$  et (b)  $P$ - $h$  pour 3 points spécifiques de la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage. .... 118
- Figure 3.22 : Variations de la destruction d'exergie totale en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage. .... 118
- Figure 3.23 : Variations de la destruction d'exergie dans les composants en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage. .... 119
- Figure 3.24 : Variations de la destruction d'exergie liée aux courants renouvelable et non renouvelable en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage. .... 120

Figure 3.25 : Variations de la destruction d'exergie liée aux courants renouvelable et non renouvelable en fonction de $T_{in,evap}$ à $T_{in,cond}$ donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane® <sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage et $T_0$ variable.....	121
Figure 3.26 : Performances de la pompe à chaleur air-air de Trane® <sup>10</sup> 4WCY4048 lorsque $T_0=0^\circ\text{C}$ et $T_0=T_{in,evap}$ en fonction de $T_{in,evap}$ et application pour le chauffage d'un bâtiment. ....	123
Figure 3.27 : Profil horaire de (a) la température et (b) la proportion de glace du réservoir de glace obtenues avec « Euler – 1 hr » ( $V_{st,g}=25\text{ m}^3$ , $S_{col}=31.8\text{ m}^2$ et $T_{stg,max}=12^\circ\text{C}$ ). ....	127
Figure 3.28 : Différences de (a) température et (b) proportion de glace du réservoir de glace entre « Euler – 1 hr » et « Euler – 3 min » ( $V_{st,g}=25\text{ m}^3$ , $S_{col}=31.8\text{ m}^2$ et $T_{stg,max}=12^\circ\text{C}$ ). ....	127
Figure 3.29 : Profil horaire de (a) la température et (b) la proportion de glace du réservoir de glace obtenues avec « Euler – 1 hr » ( $V_{st,g}=5\text{ m}^3$ , $S_{col}=47.8\text{ m}^2$ et $T_{stg,max}=20^\circ\text{C}$ ). ....	129
Figure 3.30 : Différences de (a) température et (b) proportion de glace du réservoir de glace entre « Euler – 1 hr » et « Euler – 3 min » ( $V_{st,g}=5\text{ m}^3$ , $S_{col}=47.8\text{ m}^2$ et $T_{stg,max}=20^\circ\text{C}$ ). ....	129
Figure 3.31 : Terme source de l'équation différentielle sur une courte période de temps obtenu avec « Euler – 3 min » avec (a) $V_{st,g}=25\text{ m}^3$ , $S_{col}=31.8\text{ m}^2$ et $T_{stg,max}=12^\circ\text{C}$ et (b) $V_{st,g}=5\text{ m}^3$ , $S_{col}=47.8\text{ m}^2$ et $T_{stg,max}=20^\circ\text{C}$ . ....	130
Figure 3.32 : Puissance des pompes de circulation en fonction du débit de circulation. ....	133
Figure 4.1 : Variations de $\Delta T_{evap}^*$ en fonction de (a) $T_{in,evap}$ et (b) $T_{in,cond}$ avec l'approximation pour les pompes à chaleur eau-eau.....	139
Figure 4.2 : Variations de $\Delta T_{cond}^*$ en fonction de (a) $T_{in,evap}$ et (b) $T_{in,cond}$ avec l'approximation pour les pompes à chaleur eau-eau.....	139
Figure 4.3 : Variations de $\Delta T_{cond-23}$ en fonction de (a) $T_{in,evap}$ et (b) $T_{in,cond}$ avec l'approximation pour les pompes à chaleur eau-eau.....	140

Figure 4.4 : Variations de $\Delta T_{cond}$ en fonction de (a) $T_{in,evap}$ et (b) $T_{in,cond}$ avec l'approximation pour les pompes à chaleur eau-eau.....	140
Figure 4.5 : Variations de $\Delta T_{evap}^*$ en fonction de (a) $T_{in,evap}$ et (b) $T_{in,cond}$ avec l'approximation pour les pompes à chaleur air-air. ....	141
Figure 4.6 : Variations de $\Delta T_{cond}^*$ en fonction de (a) $T_{in,evap}$ et (b) $T_{in,cond}$ avec l'approximation pour les pompes à chaleur air-air. ....	141
Figure 4.7 : Variations de $\Delta T_{cond-23}$ en fonction de (a) $T_{in,evap}$ et (b) $T_{in,cond}$ avec l'approximation pour les pompes à chaleur air-air. ....	142
Figure 4.8 : Variations de $\Delta T_{cond}$ en fonction de (a) $T_{in,evap}$ et (b) $T_{in,cond}$ avec l'approximation pour les pompes à chaleur air-air. ....	142
Figure 4.9 : Comparaison des valeurs réelles et calculées de (a) $\Delta T_{evap}^*$ et (b) $\Delta T_{cond}^*$ pour les pompes à chaleur eau-eau.....	143
Figure 4.10 : Comparaison des valeurs réelles et calculées de $\Delta T_{cond-23}$ pour les pompes à chaleur eau-eau. ....	144
Figure 4.11 : Comparaison des valeurs réelles et calculées de (a) $\Delta T_{evap}^*$ et (b) $\Delta T_{cond}^*$ pour les pompes à chaleur air-air. ....	144
Figure 4.12 : Comparaison des valeurs réelles et calculées de $\Delta T_{cond-23}$ pour les pompes à chaleur air-air. ....	145
Figure 4.13 : Consommation mensuelle en chauffage et eau chaude domestique du bâtiment typique.....	146
Figure 4.14 : Ensoleillement mensuel pour Montréal. ....	146
Figure 4.15 : Profil horaire de la consommation en chauffage et eau chaude domestique et du rayonnement solaire pour les trois premiers jours de janvier. ....	147
Figure 4.16 : Profil horaire de la température de l'air extérieur sur une année pour (a) les données de CanmetÉNERGIE et (b) celles de Tamasauskas et al. [51]. ....	148
Figure 4.17 : Profil horaire de l'ensoleillement sur une année pour (a) les données de CanmetÉNERGIE et (b) celles de Tamasauskas et al. [51]. ....	148



Figure 4.18 : Profil horaire de la température de l'eau du réseau de distribution sur une année. ....	149
Figure 4.19 : Scénario énergétique de Tamasauskas et al. [51]. ....	151
Figure 4.20 : Scénario énergétique simplifié de Tamasauskas et al. [51]. ....	152
Figure 4.21 : Comparaison de l'évolution de la température du stockage de glace pour la période de chauffage obtenue (a) avec les modèles proposés et (b) par Tamasauskas et al. [51]. ....	156
Figure 4.22 : Comparaison de l'évolution de la masse de glace pour la période de chauffage obtenue (a) avec les modèles proposés et (b) par Tamasauskas et al. [51]. ....	156
Figure 4.23 : Efficacité (arithmétique) mensuelle des capteurs pour la période de chauffage obtenue (a) avec les modèles proposés et (b) par Tamasauskas et al. [51]. ....	158
Figure 4.24 : Efficacité du système pour la période de chauffage obtenue (a) avec les modèles proposés et (b) par Tamasauskas et al. [51] en fonction de la surface de capteurs à des volumes de réservoir de glace donnés. ....	159
Figure 4.25 : Évolution (a) de la température du stockage de glace et (b) de la masse de glace pour l'année obtenue avec les modèles proposés et la pompe à chaleur T1GW050. ....	162
Figure 4.26 : Efficacité mensuelle des capteurs en opération et réelle pour la période de chauffage avec les modèles proposés et la pompe à chaleur T1GW050. ....	163
Figure 4.27 : Efficacité énergétique et exergétique mensuelle du scénario pour la période de chauffage avec les modèles proposés et la pompe à chaleur T1GW050. ....	164
Figure 4.28 : Consommation électrique des différents composants (pompe à chaleur, appoint électrique du réservoir, chauffe-eau électrique, pompes) pour la période de chauffage avec les modèles proposés et la pompe à chaleur T1GW050. ....	165
Figure 4.29 : Analyse du fonctionnement (proportion de glace, temps de fonctionnement) du scénario énergétique pour le 5 janvier. ....	167

Figure 4.30 : Analyse du fonctionnement (température du stockage de glace, temps de fonctionnement) du scénario énergétique pour le 27 avril.....	167
Figure 4.31 : Scénario énergétique de la PàC air-air avec panneaux PV.....	169
Figure 4.32 : Consommation et conversion en électricité mensuelles de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques (pompe à chaleur 4WCY4030, $S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$ ). ....	170
Figure 4.33 : Consommation et conversion en électricité dans les composants de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques (pompe à chaleur 4WCY4030, $S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$ ). ....	171
Figure 4.34 : Rendement mensuel des panneaux PV dans le scénario de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques (pompe à chaleur 4WCY4030, $S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$ ). ....	171
Figure 5.1 : Schéma de Frank et al. [170] appliqué à la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace. ....	176
Figure 5.2 : Schéma de Frank et al. [170] pour l'ensemble des possibilités de combinaisons de systèmes. ....	177
Figure 5.3 : Bâtiment résidentiel typique avec chauffage électrique. ....	178
Figure 5.4 : Analogie thermique-électrique du bâtiment avec appoint électrique. ....	180
Figure 5.5 : Analogie exergétique-électrique du bâtiment avec appoint électrique.....	184
Figure 5.6 : Analogie exergétique-électrique du bâtiment avec (a) capteurs solaires et (b) pompe à chaleur air-air.....	187
Figure 5.7 : Analogie exergétique-électrique du bâtiment avec l'ensemble des combinaisons de systèmes. ....	189
Figure 5.8 : Analogie exergétique-électrique du bâtiment avec la boucle solaire « A » du scénario de Tamasauskas et al. [51].....	192
Figure 5.9 : Analogie exergétique-électrique du bâtiment avec la boucle solaire « B » du scénario de Tamasauskas et al. [51].....	192

Figure 5.10 : Diagramme de Grassman de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace. ....	194
Figure 5.11 : Efficacité exergetique mensuelle de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace pour plusieurs températures de références avec T1GW050, $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ et $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ .....	197
Figure 5.12 : Diagramme exergetique du chauffage électrique. ....	199
Figure 5.13 : a) Schéma et b) diagramme exergetique du système ouvert (eau chaude domestique). ....	200
Figure 5.14 : Diagramme exergetique d'un système PV/T du type : a) $Q-\theta$ et b) $I-V$ . ....	201
Figure 5.15 : Diagramme exergetique d'une pompe à chaleur (a) simplifié et (b) détaillé. ....	203
Figure 5.16 : Température du réservoir de stockage lors de l'apport de chaleur. ....	204
Figure 5.17 : Diagramme exergetique d'un système de stockage. ....	205
Figure 5.18 : Diagramme exergetique simplifié d'un système de stockage. ....	206
Figure 5.19 : Diagramme exergetique de la fonte de la glace avec l'énergie solaire. ....	208
Figure 5.20 : Diagramme exergetique de la formation de la glace avec l'énergie solaire. ....	209
Figure 5.21 : Association des diagrammes et séparation des courants d'énergie. ....	210
Figure 5.22 : Diagramme exergetique de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace. ..	211
Figure 5.23 : Diagramme exergetique de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques. ....	212
Figure 5.24 : Diagramme exergetique annuel de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace pour la pompe à chaleur T1GW050, $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ et $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ .....	214
Figure 5.25 : Diagramme exergetique annuel du cas de référence (tout électrique). ....	214
Figure 6.1 : $COP_{sys}$ de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la surface de capteurs pour des pompes à chaleur données et $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ . ....	219

Figure 6.2 : COP <sub>sys</sub> de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la surface de capteurs à des volumes de réservoir de glace donnés et la pompe à chaleur T1GW025. ....	220
Figure 6.3 : Répartition des coûts de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la surface de capteurs (T1GW025, $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ). ....	221
Figure 6.4 : COP <sub>sys</sub> de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la température de contrôle $T_{cnt}$ : (a) à température $T_{st,e}$ données et $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ , $V_{st,g}=15 \text{ m}^3$ , $T_{st,g}=10^\circ\text{C}$ et (b) à température $T_{st,g}$ données et $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ , $V_{st,g}=15 \text{ m}^3$ , $T_{st,e}=35^\circ\text{C}$ . ....	222
Figure 6.5 : COP <sub>sys</sub> de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la température d'opération $T_{st,e}$ à température $T_{st,g}$ données et $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ , $V_{st,g}=15 \text{ m}^3$ , $T_{cnt}=10^\circ\text{C}$ . ....	223
Figure 6.6 : COP <sub>sys</sub> de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la température limite de $T_{st,g}$ à volume $V_{stg}$ données et $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ , $T_{cnt}=10^\circ\text{C}$ , $T_{st,e}=35^\circ\text{C}$ . ....	224
Figure 6.7 : COP <sub>sys</sub> de la pompe à chaleur air-air en fonction de la taille de pompes à chaleur utilisée. ....	225
Figure 6.8 : COP <sub>sys</sub> de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques en fonction de surface des panneaux (4WCY4030). ....	225
Figure 6.9 : Répartition des coûts de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques en fonction de surface des panneaux (4WCY4030). ....	226
Figure 6.10 : $W_{tot}$ , $D_{non-ren}$ et $C_T$ de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la surface de capteurs (T1GW025, $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ). ....	228
Figure 6.11 : $W_{tot}$ , $D_{non-ren}$ et $C_T$ de la pompe à chaleur air-air avec des panneaux photovoltaïques en fonction de la surface de panneaux (4WCY030). ....	228
Figure 6.12 : $W_{tot}$ vs $C_T$ pour les cas d'études I à IV. ....	231
Figure 6.13 : $D_{non-ren}$ vs $C_T$ pour les cas d'études I à IV. ....	231
Figure 6.14 : $D_{non-ren}$ vs $W_{tot}$ pour les cas d'études I à IV. ....	231

Figure 6.15 : Diagramme exergétique annuel de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace pour T1GW025, $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ et $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ . .....	236
Figure 6.16 : Diagramme exergétique annuel de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace pour T1GW025, $S_{col}=8.0 \text{ m}^2$ et $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ . .....	237
Figure 6.17 : Diagramme exergétique annuel de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace pour T1GW025, $S_{col}=47.8 \text{ m}^2$ et $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ . .....	238
Figure 6.18 : Diagramme exergétique annuel de la pompe à chaleur air-air avec des panneaux photovoltaïques pour 4WCY030 et $S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$ . .....	239
Figure 6.19 : Zoom sur les diagrammes exergétiques annuels des courants non renouvelables de : (a) la PàC solaire avec stockage de glace (T1GW025, $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ , $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ) et (b) la PàC air-air avec panneaux PV (4WCY030, $S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$ ). .....	241

## LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

### Abréviations

AM	Air Mass
COP	Coefficient de performance
NOCT	Conditions nominales des températures des panneaux photovoltaïques en opération
PàC	Pompe à chaleur
PPM	Point de puissance maximum du module photovoltaïque
PV	Photovoltaïque
PV/T	Photovoltaïque/thermique
RK 4	Runge Kutta d'ordre 4
RLA	Rated Load Ampere
LRA	Locked Rotor Ampere
STC	Conditions standards d'essai des panneaux photovoltaïques
TRNSYS	TRaNsient SYstem Simulation program

### Symboles

$A$	Surface ( $\text{m}^2$ )
$C$	Coût (\$)
$C_T$	Coût total (\$)
$C_{zc}$	Capacité thermique du bâtiment ( $\text{J} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ )
$D$ ou $D'$	Destruction exergétique (J)
$\dot{D}$	Destruction exergétique par unité de temps (W)
$D_{tot}$	Destruction exergétique totale (kWh)
$E$	Ensoleillement ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ )
$E'$	Ensoleillement reçu par le module PV ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ )

$E_C$	Énergie de la bande de conduction (eV)
$E_F$	Niveau de Fermi (eV)
$E_V$	Énergie de la bande de valence (eV)
$E_g$	Énergie de bande interdite ou de « gap » (eV)
$E_p$	Énergie perdue (J)
$Ex$	Exergie (J)
$\dot{E}x$	Exergie par unité de temps (W)
$Ex_{cons}$	Exergie consommée (J)
$Ex_{des}$	Exergie désirée (J)
$Ex_{dep}$	Exergie dépensée (J)
$Ex_{prod}$	Exergie produite (J)
$FF$	Facteur de forme du module photovoltaïque
$F_R$	Facteur de récupération de chaleur du capteur solaire
$FF_0$	Facteur de forme du module photovoltaïque sans résistance
$G$	Enthalpie libre de Gibbs (J)
$\dot{H}$	Enthalpie par unité de temps (W)
$I$	Courant (A)
$I_d$	Courant de recombinaison (A)
$I_{ph}$	Photocourant (A)
$I_0$	Courant de saturation (A)
$I_{0d}$	Courant de saturation liée à la diffusion (A)
$I_{0g}$	Courant de saturation liée aux recombinaisons (A)
$IP$	Potentiel d'amélioration exergetique (W)
$K_g$	Conductivité thermique de la vitre (W.K <sup>-1</sup> .m <sup>-1</sup> )

$L$	Longueur (m)
$L_F$	Chaleur latente de fusion de la glace ( $\text{J.kg}^{-1}$ )
$L_g$	Épaisseur de la vitre (m)
$N_s$	Nombre de cellules photovoltaïques connectées en série
$P_m$	Puissance au point de fonctionnement à la puissance maximale (W)
$PW$	Valeur actuelle d'un dollar
$PWF$	Facteur d'actualisation
$Q$ ou $Q'$	Chaleur (J)
$\dot{Q}$ ou $\dot{Q}'$	Puissance thermique (W)
$R$	Résistance ( $\Omega$ ) ou résistance thermique ( $^{\circ}\text{C.W}^{-1}$ )
$R_{en}$	Rapport des pertes thermodynamiques totales et du coût en capital
$R_{ex}$	Rapport des irréversibilités et du coût en capital
$R_{ex}^*$	Rapport optimal des irréversibilités et du coût en capital
$S$	Surface ( $\text{m}^2$ )
$S_i$	Interrupteur $i$
$\dot{S}$	Entropie par unité de temps ( $\text{W.s}^{-1}$ )
$T$	Température ( $^{\circ}\text{C}$ ou K)
$\bar{T}$	Température moyenne ( $^{\circ}\text{C}$ ou K)
$\tilde{T}$	Température entropique moyenne ( $^{\circ}\text{C}$ ou K)
$T_{in}$	Température du caloporteur en entrée ( $^{\circ}\text{C}$ ou K)
$T_{ex}$	Température exergetique équivalente ( $^{\circ}\text{C}$ ou K)
$T_{out}$	Température du caloporteur en sortie ( $^{\circ}\text{C}$ ou K)
$U$	Coefficient de transfert de chaleur ( $\text{W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$ )
$V$	Tension (V) ou Volume ( $\text{m}^3$ )



$V_a$	Potentiel externe appliqué (V)
$V_b$	Barrière de potentiel (V)
$V_g$	Tension de bande interdite ou de « gap » (V)
$W$	Travail (J)
$W_{tot}$	Consommation électrique totale (kWh)
$\dot{W}$	Puissance électrique (W)
$X$	Variable quelconque
$a_{L,col}, b_{L,col}$	Coefficients de l'approximation linéaire du coefficient de pertes thermiques des capteurs solaires
$a_{iQ}$	Coefficients empiriques liés à la relation de Stoecker et Jones pour le calcul de la charge à l'évaporateur
$a_{iW}$	Coefficients empiriques liés à la relation de Stoecker et Jones pour le calcul du travail au compresseur
$a_{icol}$	Coefficients empiriques du modèle thermique de deuxième ordre pour les capteurs solaires
$a_{pompe}$	Coefficients de l'approximation linéaire de la puissance des pompes de circulation
$a_i^{aa,c}$	Coefficients de l'approximation de la différence de températures entre le caloporteur à l'entrée du condenseur et la condensation du réfrigérant pour la pompe à chaleur air-air
$a_i^{aa,cc}$	Coefficients de l'approximation de la différence de températures entre la condensation du réfrigérant et le condenseur pour la pompe à chaleur air-air
$a_i^{aa,e}$	Coefficients de l'approximation de la différence de températures entre le caloporteur à l'entrée de l'évaporateur et l'évaporation du réfrigérant pour la pompe à chaleur air-air

$a_i^{ee,c}$	Coefficients de l'approximation de la différence de températures entre le caloporteur à l'entrée du condenseur et la condensation du réfrigérant pour la pompe à chaleur eau-eau
$a_i^{ee,cc}$	Coefficients de l'approximation de la différence de températures entre la condensation du réfrigérant et le condenseur pour la pompe à chaleur eau-eau
$a_i^{ee,e}$	Coefficients de l'approximation de la différence de températures entre le caloporteur à l'entrée de l'évaporateur et l'évaporation du réfrigérant pour la pompe à chaleur eau-eau
$c_p$	Chaleur massique ( $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )
$d$	Taux d'intérêt du marché
$d_i$	Distance entre le point de calcul et une donnée du catalogue de compresseur
$f$	Facteur exergetique
$h$	Enthalpie massique ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ ) ou constante de Planck ( $6.62606957 \times 10^{-34} \text{ J.s}$ )
$h_i$	Coefficient de transfert de chaleur par convection de l'air dans le conduit ( $\text{W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$ )
$h_o$	Coefficient de transfert de chaleur par convection de l'air ambiant ( $\text{W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$ )
$i$	Taux d'inflation
$k_B$	Constance de Boltzmann ( $1.3806503 \times 10^{-23} \text{ J.K}^{-1}$ )
$k_i$	Coefficients des méthodes explicites de résolution d'équations différentielles
$\dot{m}$	Débit massique ( $\text{kg.s}^{-1}$ )
$n$	Facteur de qualité de la diode
$q$	Charge d'un électron ( $-1.60217646 \times 10^{-19} \text{ C}$ )
$r$	Résistance normalisée
$s$	Entropie massique ( $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )
$t$	Temps (s ou h)

$v$  Tension normalisée

## Indices

$AE$  Appoint électrique

$CEE$  Chauffe-eau électrique

$ECD$  Eau chaude domestique

$ECD_{ae}$  Fraction de l'eau chaude domestique provenant du chauffe-eau électrique

$ECD_{st}$  Fraction de l'eau chaude domestique provenant du réservoir de stockage

$G_{-cs}$  Gains des capteurs solaires

$I$  Courant

$L$  Pertes

$L_{-cs}$  Pertes des capteurs solaires

$N$  Année ou nombre d'années

$Obj$  Fonction « objectif »

$P_{àC}$  Pompe à chaleur

$PV$  Photovoltaïque

$PV/T$  Photovoltaïque/thermique

$Q$  Chaleur

$R$  Récupération de chaleur

$R_s$  Avec résistance série

$R_{sh}$  Avec résistance parallèle

$R_s R_{sh}$  Avec résistances série et parallèle

$Sun$  Soleil

$V$  Tension

$VC$  Volume de contrôle

<i>W</i>	Travail
<i>amb</i>	Air Ambiant
<i>appoint</i>	Système d'appoint
<i>b</i>	Largeur du système PV/T
<i>c ou col</i>	Cellule photovoltaïque ou capteur solaire
<i>calo</i>	Caloporteur
<i>cc</i>	Court-circuit
<i>ce</i>	Chimique
<i>ch ou CH</i>	Chauffage
<i>chauffage</i>	Chauffage
<i>ch-sc</i>	Chauffage – stockage de chaleur
<i>co</i>	Circuit ouvert
<i>col</i>	Capteur solaire
<i>col,A</i>	Capteur solaire avec le fonctionnement de la boucle solaire « A »
<i>col,B</i>	Capteur solaire avec le fonctionnement de la boucle solaire « B »
<i>compr</i>	Compresseur
<i>cond</i>	Condenseur
<i>cond-23</i>	Condensation du réfrigérant – condenseur
<i>cnt</i>	Contrôle
<i>elec</i>	Électrique
<i>en/ec</i>	Énergie/économie
<i>ex/ec</i>	Exergie/économie
<i>ex/en</i>	Exergie/énergie
<i>energie</i>	Énergie

<i>equipement</i>	Équipement
<i>evap</i>	Évaporateur
<i>evap-sf</i>	Évaporateur – stockage de froid
<i>ext</i>	Air ambiant (extérieur)
<i>id</i>	Idéal
<i>in</i>	Entrée
<i>ke</i>	Cinétique
<i>m</i>	Point de fonctionnement à la puissance maximale
<i>max</i>	Maximum
<i>non-ren</i>	Courant d'énergie non renouvelable
<i>op</i>	Opération
<i>out</i>	Sortie
<i>out,ste</i>	Sortie du réservoir d'eau chaude
<i>pe</i>	Potentiel
<i>perte</i>	Pertes
<i>r</i>	Réutilisation de la chaleur ou pièce
<i>ref</i>	Réfrigérant ou référence
<i>ren</i>	Courant d'énergie renouvelable
<i>rs-elec</i>	Rayonnement solaire en électricité
<i>s</i>	Série
<i>sc</i>	Stockage de chaud
<i>sc-cond</i>	Stockage de chaud – condenseur
<i>sf</i>	Stockage de froid
<i>sf-col</i>	Stockage de froid – capteurs solaires

<i>sh</i>	Parallèle
<i>sol</i>	Sol
<i>st</i>	Stockage
<i>st,e</i>	Réservoir d'eau chaude
<i>st,e,bas</i>	Point bas du réservoir d'eau chaude
<i>st,g</i>	Stockage de glace
<i>sys</i>	Système (scénario énergétique)
<i>th</i>	Thermique
<i>total</i>	Total
<i>utile</i>	Utile
<i>valve</i>	Valve d'étranglement
<i>zc</i>	Zone de chauffage
<i>zc-PàC</i>	Zone de chauffage avec pompe à chaleur
<i>zc-a</i> ou <i>zc-0</i>	Zone de chauffage – air ambiant
<i>zc-ae</i>	Zone de chauffage avec appoint électrique
<i>zc-cs</i>	Zone de chauffage avec capteurs solaires
<i>zc-s</i>	Zone de chauffage – sol
<i>0</i>	Environnement de référence de l'analyse exergétique
<i>23</i>	Température moyenne du condenseur
$\infty$	Environnement du réservoir de stockage

### **Lettres grecques**

$\Delta E$	Variation d'énergie (J)
$\Delta T$	Différence de températures (°C ou K)
$\Delta T^*$	Différence de températures entre le réfrigérant et la température du caloporteur en entrée (°C ou K)

$\Delta t$	Pas de temps
$\delta$	Taux d'épuisement du combustible
$\varepsilon$	Erreur relative (%)
$\eta$	Efficacité énergétique
$\eta_p$	Efficacité énergétique d'une centrale au charbon classique
$\theta$	Facteur Carnot associé à une température $T$
$\tilde{\theta}$	Facteur Carnot associé à une température entropique moyenne $\tilde{T}$ ou valeur pondérée
$\bar{\theta}$	Facteur Carnot moyenné sur une période d'étude donnée
$\theta^*$	Facteur de réduction électrique
$\theta_z$	Angle entre la position du Soleil et son zénith
$\theta_\infty$	Facteur Carnot associé à l'environnement du réservoir de stockage
$\mu_I$	Coefficient de température du courant de court-circuit (A.K <sup>-1</sup> )
$\mu_V$	Coefficient de température de la tension en circuit-ouvert (V.K <sup>-1</sup> )
$\nu$	Fréquence (s <sup>-1</sup> )
$\xi$	Défaut de productivité
$\tau_g \alpha_c$	Produit de la transmittance et de l'absorptance du capteur solaire
$\chi$	Irréversibilité relative
$\psi$	Efficacité exergetique
$\psi_J$	Rendement de conversion du rayonnement solaire donné par Jeter
$\psi_P$	Rendement de conversion du rayonnement solaire donné par Petela
$\psi_S$	Rendement de conversion du rayonnement solaire donné par Spanner
$\psi_{brute}$	Efficacité exergetique brute
$\psi_{fonctionnelle}$	Efficacité exergetique fonctionnelle

$\omega\varepsilon$	Erreur relative pondérée (%)
---------------------	------------------------------





## INTRODUCTION

La demande énergétique mondiale est en constante augmentation pour répondre à l'accroissement de la population et à la hausse du niveau de confort de nos sociétés modernes. Plus spécialement, le Québec se place sur la deuxième marche de la plus forte consommation d'énergie par habitant au monde [1] dont la source est à 96% d'origine hydraulique [2]. Cette forme d'énergie n'est pas sans conséquence sur l'environnement et la population locale de par les répercussions sur le cycle de vie de la faune et de la biodiversité ainsi que sur le déplacement des populations et les risques potentiels en cas d'accident. Les autres sources d'énergie (solaire, éolienne, géothermie, biomasse) présentent bien évidemment chacune leur lot d'avantages et d'inconvénients (investissement, besoin d'espace, dépendance à l'ensoleillement et au vent, dangers de la surexploitation des sols et de la biomasse) ; il n'existe donc aucune solution miracle pour contrer l'épuisement des réserves de combustibles fossiles et leur impact sur l'environnement. La gestion de l'énergie apparaît alors comme le défi majeur des années à venir afin de réduire l'empreinte écologique de l'Homme sur la planète. Elle se caractérise, tout d'abord, par l'amélioration des procédés actuels de conversion. Ces efforts se retrouvent dans les centrales thermiques, génératrices d'électricité, et principalement dans l'industrie nucléaire. Par exemple, avec le développement de nouveaux réacteurs dans le cadre du Forum International Génération IV [3]. L'intérêt de cette nouvelle génération de réacteurs est d'être compétitif économiquement tout en optimisant la gestion des ressources et la réduction des déchets et en améliorant la sûreté et la résistance à la prolifération. Malgré l'appréhension du public, plus particulièrement depuis l'accident de Fukushima en 2011, l'énergie nucléaire demeure un recours plus que crédible aux centrales thermiques classiques. Ce type de centrale se distingue par leur capacité de conversion de l'énergie et leur efficacité, leur compétitivité économique mais également leur faible impact sur l'environnement (émissions de CO<sub>2</sub>) [4]. Ce dernier est d'ailleurs assez proche des technologies basées sur les énergies dites renouvelables (solaire, géothermie, biomasse, etc.) [5], d'autant plus avec les nouveaux concepts de réacteurs [6].

Le réacteur de IV<sup>ème</sup> génération proposé et développé par le Canada est le SCWR (« SuperCritical Water-cooled Reactor) dont la technologie, déjà utilisée pour certaines chaudières, se base sur un refroidissement à l'eau qui a la particularité d'être à l'état monophasique supercritique [3]. Ce type de réacteur peut alors être affranchi des générateur et séparateur de vapeur nécessaires lors-

que des fluides diphasiques sont utilisés [7]. Toutefois un tel changement provoque une modification du cycle thermodynamique et une redéfinition des paramètres de conception. Dans ce type de centrale, le rendement thermodynamique et la puissance générée ont des comportements opposés. Augmenter les fractions des soutirages dans les turbines diminue la puissance générée par la centrale mais améliore le rendement en préchauffant le fluide avant son entrée dans le réacteur. Un travail d'optimisation sur la conception et les conditions d'opération peut alors être effectué pour obtenir un compromis de ces deux fonctions [7]. En parallèle de la conversion en électricité, cette technologie semble également attrayante pour la production thermochimique d'hydrogène à l'aide de la chaleur résiduelle de la centrale [8]. L'hydrogène apparaît comme une solution durable, que ce soit pour son utilisation dans les piles à combustibles ou en tant que matériau de stockage, et applicable à de nombreux secteurs (industries, transports, résidentiel, etc.) [9]. À l'heure actuelle, il existe plusieurs techniques de production d'hydrogène parmi lesquelles l'électrolyse de l'eau avec la conversion de l'électricité en hydrogène [10] ou l'usage d'un cycle thermochimique au chlorure de cuivre où l'eau est transformée en hydrogène et oxygène par l'intermédiaire de composants Cu-Cl, comme c'est le cas avec les réacteurs SCWR [8]. Une multitude d'options ont alors été proposées, intégrant les énergies renouvelables (solaire, éolien, géothermie) et les réacteurs nucléaires, dans le cadre de la production d'hydrogène et comparées aux procédés conventionnels basés sur les énergies fossiles [11]. Elles ouvrent la voie à d'autres applications d'optimisation, cette fois-ci sur le choix et la structure des technologies sélectionnées plutôt que sur la conception des cycles thermodynamiques.

En plus de l'industrie nucléaire, les efforts dans l'amélioration de la gestion de l'énergie se retrouvent également dans le développement et l'utilisation de nouvelles technologies, principalement basées sur les énergies vertes ; par exemple, la création de centrales solaires (thermiques et photovoltaïques), parcs éoliens et systèmes géothermiques à haute température. Les 1866 MW de puissance éolienne installées au Québec [12] ainsi que la communauté (52 bâtiments résidentiels) solaire de Drake Landing profitant du stockage géothermique saisonnier de l'énergie solaire [13] sont également d'autres applications dans ce sens. Comme c'est le cas de la communauté solaire, certaines de ces branches sont aussi développées à l'échelle des secteurs résidentiel et commercial. En effet, les bâtiments représentent 1/3 de la consommation totale en énergie primaire du Canada, soit 2671.2 PJ, dont la majeure partie est consacrée au chauffage et à l'alimentation en eau chaude. Ils participent également à presque 1/3 des émissions de gaz à effet de serre au Ca-

nada, soit 139.5 Mt équivalentes de CO<sub>2</sub> [14]. De fait, l'amélioration de la gestion de l'énergie des bâtiments apparaît vitale et pleine de promesses. C'est dans ce contexte qu'est né le concept de bâtiment à énergie nette zéro. Ce type de bâtiment est caractérisé par une utilisation intelligente de l'énergie visant à le rendre moins polluant, moins énergivore et le plus autonome possible. Selon le Département de l'Énergie des États-Unis [15], une initiative de construction de bâtiments commerciaux à consommation nette égale à zéro a été lancée afin de permettre à ces installations de consommer autant d'énergie qu'elles en convertissent d'ici 2025. Dans ce but, la notion de bâtiment à énergie zéro peut être interprétée de différentes manières selon l'objectif principal visé ; Torcellini et al. [16] ont différencié et donné quatre définitions susceptibles de décrire un bâtiment à énergie nette nulle. Deux d'entre elles correspondent à l'équilibre entre la consommation et la génération d'énergie ayant lieu au sein même du bâtiment ou pouvant tenir compte des importations-exportations avec une source extérieure au bâtiment (par exemple, l'importation de gaz naturel). L'aspect économique est également évoqué : le bâtiment engendre alors une facture électrique nulle sur une période d'une année ou rapporte de l'argent au propriétaire. Finalement, l'émission de gaz à effet de serre est également étudiée et la consommation d'énergie émettant du dioxyde de carbone doit être compensée par l'utilisation d'énergie propre. Plusieurs bâtiments-prototypes ont déjà été construits et analysés dans diverses études [16-21]. Ces installations se démarquent par le choix judicieux des matériaux composant l'enveloppe du bâtiment, un aménagement de l'espace permettant une minimisation de la consommation et une gestion efficace de l'énergie. L'énergie solaire passive, l'éclairage et la ventilation naturels sont alors favorisés tandis que le solaire thermique et photovoltaïque ainsi que la géothermie et l'usage du gaz naturel sont mis à profit. Cependant, ces édifices ont rarement atteint leur objectif, malgré des économies d'énergie non négligeables, en raison de problèmes pratiques lors de la construction ou d'erreurs de dimensionnement, la demande ayant été sous- ou surestimée.

Ce type de projet peut également être effectué à l'échelle d'une communauté : c'est le cas de la communauté solaire de Drake Landing [22], située à 40 km de Calgary en Alberta. La solution énergétique utilisée est l'installation de capteurs solaires sur les toits avec stockages thermiques à court terme et saisonnier pour répondre à la demande énergétique de 52 bâtiments résidentiels ; le but est d'atteindre une fraction solaire d'au moins 90%. Même si l'objectif « net zéro » n'est pas atteint, les efforts dépensés dans la construction de ce type de bâtiment sont essentiels dans la gestion de l'énergie et l'efficacité énergétique ; toutefois, des paramètres extérieurs peuvent

rendre ces améliorations sans conséquence. Par exemple, le lieu de construction a autant d'impact que le type de bâtiment et avoir une maison et une voiture efficaces énergétiquement en zone suburbaine n'est pas nécessairement plus écologique qu'une maison et une voiture classique à un endroit plus stratégique [23]. De plus, la plupart des projets consistent à l'amélioration d'un bâtiment ou d'une communauté pour le ou la rendre complètement autonome énergétiquement. Toutefois, les solutions nécessaires pour atteindre cet objectif d'un bâtiment 100% renouvelable sont coûteuses et un investissement similaire aurait pu permettre de construire plusieurs bâtiments avec une fraction renouvelable plus faible ; par exemple, 10 bâtiments à 50% renouvelables. D'un point de vue global, le deuxième cas semble plus efficace énergétiquement et offre plus de perspectives d'amélioration à court et moyen terme. L'ensemble de ces efforts doivent donc être combinés pour obtenir le plus grand impact sur la planète.

Réduire la consommation énergétique des bâtiments est tout d'abord réalisable en diminuant la demande ; elle se manifeste par une minimisation de la consommation de l'occupant, une amélioration de l'isolation du bâtiment et du chauffage solaire passif ainsi que par l'utilisation de systèmes de récupération d'énergie. Ensuite, l'apport et la distribution de l'énergie provenant de diverses sources doivent être analysés et évalués. Améliorer l'efficacité des unités de conversion est indispensable pour réduire l'impact environnemental associé à la consommation. Dans le cadre de la demande des bâtiments résidentiels, il existe une multitude de systèmes proposés utilisant diverses sources d'énergie dont font partie les panneaux photovoltaïques, les capteurs solaires, les pompes à chaleur ou encore les unités de stockage. Dans les exemples précédents, les pompes à chaleur géothermiques ainsi que les systèmes thermiques solaires (capteurs solaires, mur Trombe) et photovoltaïques (PV) ont été mis à contribution. Toutefois, leur opération et la disposition des unités varient selon les études. Henning & Miara [23] ont analysé l'équipement commercial utilisés pour le chauffage et l'alimentation en eau chaude domestique du bâtiment et les combinaisons possibles entre pompes à chaleur (PàC), systèmes de stockage et unités basées l'énergie solaire thermique et la géothermie ont été classées en sept catégories distinctes. Leur intégration n'introduit pas seulement un fort degré de complexité mais également un compromis dans l'opération de chaque unité : les performances de certains systèmes sont améliorées au détriment des autres. Henning & Miara [23] soulignent par ailleurs la croissance du nombre de ces infrastructures et attirent l'attention sur l'absence d'analyse systématique des systèmes et des différents arrangements possibles. En effet, une telle approche est nécessaire afin

d'évaluer et de comparer les performances et ainsi déterminer l'équipement optimal pour répondre à un certain besoin. Plusieurs critères d'évaluation, au même titre que les définitions de bâtiment à énergie zéro, sont alors possibles.

Contrairement à la matière, l'énergie ne peut pas être recyclée. Là où un gramme d'aluminium (ou tout autre matériau) peut être réutilisé, l'emploi de l'énergie entraîne des pertes irréremédiables dites irréversibles. Ceci est une conséquence directe de la deuxième loi de la thermodynamique et de la notion d'entropie. Tandis que le premier principe concerne la conservation de l'énergie, « rien ne se perd, rien ne se crée, tout se transforme » (Lavoisier), le deuxième principe indique les conditions possibles de toute transformation énergétique. La gestion de l'énergie revient alors à estimer et minimiser ces pertes. L'évaluation énergétique tient compte des quantités mises en jeu mais elle ne semble pas en mesure de caractériser l'utilisation de l'énergie et le gaspillage associé. C'est le concept d'exergie, basé sur les deux lois de la thermodynamique, qui permet cette évaluation en représentant simultanément les aspects quantitatif et qualitatif de l'énergie. Ainsi, l'exergie correspond à la partie utile de l'énergie et elle associe un facteur de qualité à chaque processus. Par exemple, la chaleur est associée au rendement de Carnot tandis que l'électricité est un travail totalement utilisable, son potentiel énergétique est donc 100%. L'analyse exergétique permet de suivre le chemin de l'énergie à partir de sa source jusqu'à sa distribution. L'exergie est alors en mesure d'évaluer l'utilisation de l'énergie et le gaspillage associé ; elle semble alors être un bon indicateur de l'impact environnemental [24]. La minimisation de l'impact sur l'environnement se traduit par l'analyse des différents chemins énergétiques et la répartition des irréversibilités.

### **Problématique et objectifs de la thèse**

La plupart des travaux actuels concernant l'optimisation des systèmes se concentre sur un arrangement d'unités dans un climat donné et sur la détermination des dimensions et/ou des variables d'opération optimales. Ils sont généralement limités par les temps de calculs et par le degré de complexité des systèmes intégrés. Les critères d'évaluation ne tiennent également pas forcément compte de l'ensemble des aspects mentionnés, c'est-à-dire énergétique, économique et environnemental (exergétique). De plus, chaque arrangement est généralement soumis à un climat donné dans un contexte économique précis. De ce fait, chaque résultat et chaque conclusion sont valables pour une étude donnée.

L'objectif principal de ce travail de doctorat est de développer une méthode systématique pour déterminer l'agencement, les dimensions et les variables d'opération des unités correspondant à la minimisation de certaines fonctions « objectifs » (consommation énergétique, pertes exergétiques et coût total) et soumises à un ensemble de contraintes données (environnementales, structurelles et économiques). Le nombre grandissant d'unités proposées (panneaux PV, capteurs solaires, pompes à chaleur, stockage thermique, etc.), la manière de les faire interagir (connexions, conditions d'opération) ajoutés aux différentes technologies et taille d'équipement induisent un fort degré de complexité pour évaluer l'ensemble des combinaisons possibles. Ce type de problème mathématique est difficilement faisable avec les logiciels de modélisation usuels comme TRNSYS où la modélisation des combinaisons de systèmes est complexe et où les temps de calcul sont assez longs. Optimiser les connexions, les dimensions et les variables d'opérations d'une telle structure représente un travail colossal et ainsi, cette recherche a pour but de poser les bases en créant les outils nécessaires à cette optimisation. Pour y arriver, cinq sous-objectifs ont été suivis :

- Développer et valider des modèles énergétiques et exergétiques pour les unités électriques (panneaux photovoltaïques).
- Développer et valider des modèles énergétiques et exergétiques pour les unités thermiques (capteurs solaires, réservoirs de stockage, pompes à chaleur et systèmes d'appoint).
- Créer une superstructure regroupant l'ensemble des combinaisons possibles entre les unités utilisées dans cette recherche.
- Développer une méthode de comparaison et d'analyse systématique des combinaisons de systèmes en tenant compte des aspects énergétique, exergétique et économique.
- Effectuer l'optimisation structurelle pour des arrangements simples d'unités.

Ainsi, les deux premiers sous-objectifs requièrent une revue de littérature des modèles énergétiques mais surtout exergétiques de l'équipement choisi tandis que le troisième illustre clairement les connexions entre systèmes et la manière de les faire interagir. Une fois les gammes d'unités et d'agencements sélectionnées, le quatrième point s'attarde sur la méthode systématique des combinaisons possibles de l'équipement. Finalement, la dernière étape correspond à un exemple d'application sur différents scénarios.

## Organisation de la thèse et méthodologie

Pour répondre à ces objectifs, la thèse a été structurée en six chapitres. Le premier chapitre présente une revue de littérature de l'équipement mettant à profit les énergies renouvelables et des critères d'évaluation de ces unités. Les performances, principalement exergetiques, des systèmes individuels décrits précédemment sont par la suite évaluées afin de détecter les plages d'opération favorables à leur fonctionnement et de justifier les différents arrangements stratégiques qui peuvent en découler. Les second et troisième chapitres font référence aux modèles des unités, respectivement, électriques et thermiques. Le quatrième chapitre expose les deux scénarios qui serviront d'exemple à l'optimisation structurelle. Pour ce faire, la sélection des unités commerciales, les conditions d'opération et la demande énergétique du bâtiment, le fonctionnement ainsi que les performances des scénarios y sont présentées. Finalement, c'est le cinquième chapitre qui regroupe la classification des unités et de leurs arrangements, la création de la superstructure et les outils permettant l'analyse des différentes solutions. Le dernier chapitre met en pratique les outils développés au chapitre cinq et présente une optimisation structurelle des deux scénarios décrits au chapitre quatre.

La première partie décrira une revue de la littérature des techniques de conversion des énergies renouvelables et de l'équipement associé, l'accent étant mis sur les unités solaires, les pompes à chaleur et les systèmes de stockage thermique. Par la suite, une description des critères d'évaluation sera donnée et regroupera les aspects énergétique, exergetique et économique. Finalement, les performances, plus particulièrement exergetiques, seront fournies pour les unités précédemment décrites ainsi que sur les différents arrangements possibles. Un regard critique sera alors posé sur ces résultats.

La seconde phase reposera sur l'étude des unités électriques sélectionnées, c'est-à-dire les panneaux photovoltaïques. La plupart des modèles utilisés pour caractériser le fonctionnement des panneaux photovoltaïques sont basés sur des équations de type implicite et peuvent requérir la détermination de plusieurs paramètres additionnels. Le fort degré de complexité du problème d'optimisation des systèmes intégrés ajouté aux temps de calculs particulièrement longs rend une simplification de la modélisation attrayante. Par conséquent, un nouveau modèle, dépendant seulement de l'ensoleillement, de la température et des données de manufacturiers sera présenté. De plus, seules deux études ont été menées sur la modélisation exergetique de ces systèmes et sem-



blent incomplètes. Ainsi, une approche beaucoup plus détaillée va être suivie pour analyser l'aspect exergétique de la conversion photovoltaïque du rayonnement solaire jusqu'à son utilisation et identifier les imperfections liées à la transformation de l'énergie.

Dans le troisième chapitre, les modélisations énergétiques et exergétiques des unités thermiques choisies seront concernées : panneaux photovoltaïques/thermiques (PV/T), capteurs solaires, réservoirs de stockage, pompes à chaleur et systèmes d'appoint. De la même manière que pour les panneaux photovoltaïques, des modèles, énergétiques et exergétiques, simples et explicites sont requis pour chaque unité. Ceux pour les capteurs solaires et systèmes d'appoint seront repris directement de la littérature. Pour les réservoirs de stockage, des modèles explicites seront utilisés et différentes discrétisations de l'équation différentielle obtenue du bilan d'énergie seront comparées. Pour la pompe à chaleur et les modules PV/T, de nouvelles modélisations explicites seront introduites pour déterminer, respectivement, la différence de températures entre caloporteur et réfrigérant à l'évaporateur et au condenseur et éviter la dépendance en température des performances électriques du système.

La quatrième partie fera référence à la description des deux scénarios qui seront pris en exemple au chapitre six. Les unités utilisées dans les scénarios seront choisies parmi les manufacturiers présents sur le marché et leurs caractéristiques principales seront fournies. Ensuite, l'étude a été effectuée pour une maison typique canadienne installée à Montréal ; le climat (ensoleillement, températures de l'air extérieur et de l'eau du réseau de distribution) et la demande énergétique (chauffage et eau-chaude domestique) seront alors décrits. Par la suite, le fonctionnement des scénarios au cours de l'année sera présenté, tout comme leurs performances.

La cinquième phase de cette recherche traitera de l'élaboration de la superstructure, c'est-à-dire une structure comprenant à la fois l'ensemble des unités sélectionnées et les diverses connexions possibles entre elles dans le but de tenir compte de la totalité des combinaisons possibles entre les systèmes. De plus, deux outils seront introduits : une analogie exergétique-électrique et un diagramme exergétique. Le premier, basé sur l'analogie thermique-électrique, permettra d'illustrer et de modéliser les différentes combinaisons possibles et les échanges d'énergie et d'exergie entre systèmes. Les irréversibilités pourront alors être clairement identifiées. Le deuxième outil est une représentation pour visualiser les performances énergétiques et exergétiques d'un scénario, quantifier les irréversibilités et identifier leurs causes. Ce diagramme sera appliqué aux unités indivi-

duelles mais également à l'ensemble des scénarios. Ainsi, il décrira en détails le fonctionnement et les performances de chaque situation, ce qui sera utile pour justifier et comprendre les résultats de l'optimisation.

Le dernier chapitre de cette thèse s'attardera sur l'optimisation des dimensions et des variables d'opération des deux arrangements simples d'unités présentés au Chapitre 4. Le critère d'optimisation tiendra compte des aspects énergétique (efficacité énergétique et consommation d'électricité), exergetique (efficacité exergetique et destruction d'exergie) et économique (coût total du scénario). Les résultats d'une telle approche permettront alors de déterminer la combinaison optimale des unités aboutissant à la meilleure gestion énergétique ainsi que leur taille respective.

### **Contribution scientifique des travaux accomplis**

Les travaux exposés dans cette thèse ont fait l'objet de plusieurs rapports internes, présentations orales (à CanmetÉNERGIE) et de publications dans des journaux scientifiques. Ces dernières portent sur le modèle explicite des panneaux photovoltaïques, l'aspect exergetique de la conversion photovoltaïque et l'analogie exergetique-électrique. Elles sont répertoriées ci-dessous :

E. Saloux, A. Teyssedou, M. Sorin, "Explicit model of photovoltaic panels to determine voltages and currents at the maximum power point", *Solar Energy*, vol. 85, no. 5, pp. 713-722, 2011.

E. Saloux, A. Teyssedou, M. Sorin, "Analysis of photovoltaic (PV) and photovoltaic/thermal (PV/T) systems using the exergy method", *Energy & Buildings*, vol. 67, pp. 275-285, 2013.

E. Saloux, A. Teyssedou, M. Sorin, "Development of an electrical-exergy analogy for visualizing and modeling building integrated energy systems", *Energy Conversion & Management*, soumis en 2014.

Deux autres publications pourraient également voir le jour et concerneraient l'exergie des pompes à chaleur et le développement d'un diagramme exergetique illustrant les irréversibilités d'un scénario et caractérisant la bonne utilisation de l'énergie. Ce travail a été effectué à l'École Polytechnique en collaboration avec l'Université de Sherbrooke ; il a été rendu possible par le soutien financier de CanmetÉNERGIE et du Conseil de Recherches en Sciences Naturelles et en Génie du Canada.

## CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE DES PERFORMANCES DES SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES

*A scientific truth does not triumph by convincing its opponents and making them see the light, but rather because its opponents eventually die and a new generation grows up that is familiar with it.*

Max Planck (1858-1947)

Afin d'assurer un certain confort, un bâtiment, résidentiel ou commercial, nécessite des besoins en énergie de deux types : thermique et électrique. La sensation de confort thermique requise par les habitants correspond aux conditions de l'air ambiant à l'intérieur du bâtiment et dépend en grande partie de la température de la pièce et du taux d'humidité. Les systèmes de chauffage, ventilation et climatisation sont ainsi utilisés pour répondre à la demande thermique du bâtiment. Ensuite, les besoins électriques caractérisent la consommation de l'équipement électronique, des appareils électroménagers et des unités énergétiques ainsi que de l'éclairage. L'électricité nécessaire peut être achetée au réseau électrique ou être obtenue sur place grâce à l'installation de panneaux photovoltaïques ou d'éoliennes. L'analyse de l'ensemble des solutions possibles pour le choix des unités énergétiques requiert une revue des principaux systèmes existants opérant dans les secteurs résidentiel et commercial et de leurs arrangements. Ajouté aux concepts énergétiques et économiques, l'aspect exergétique et les applications sur l'équipement servant à l'alimentation en chauffage, climatisation, eau chaude et électricité méritent une investigation complète afin de qualifier la qualité de l'utilisation de l'énergie dans ces différentes installations.

### 1.1 Systèmes énergétiques

Une multitude d'unités a été proposée dans le cadre des bâtiments à énergie nette zéro. Les unités solaires thermiques et photovoltaïques, les pompes à chaleur ou encore les réservoirs de stockage font partie de ces systèmes. Leur fonctionnement est décrit dans cette section. Leurs performances seront détaillées par la suite et, pour ce faire, différents critères seront introduits.

### 1.1.1 Les panneaux photovoltaïques

Le rayonnement solaire est l'unique ressource renouvelable au monde, dont les énergies éolienne et hydraulique ou encore la biomasse en sont des formes secondaires. La surface du Soleil se comporte comme un corps noir à la température de 5762 K, ce qui se traduit par un pic d'émission de photons à la longueur d'onde 0.5  $\mu\text{m}$ . En tenant compte des différentes dimensions et distances, le flux énergétique solaire intercepté par la Terre équivaut à 1353  $\text{W}/\text{m}^2$ , hors atmosphère. Lors de la traversée du rayonnement solaire dans l'atmosphère, les photons sont diffusés (diffusion moléculaire de Rayleigh) ou absorbés par les molécules composant les différentes couches de l'atmosphère (principalement l'ozone) mais également par les poussières et les aérosols [25]. Ces différentes pertes ont été normalisées et regroupées sous la notion de masse d'air (« Air Mass »),  $AM=1/\cos\theta_z$  où  $\theta_z$  est l'angle que forme la position du Soleil avec son zénith [25]. Ce terme quantifie la puissance solaire absorbée par l'atmosphère en fonction de la position du Soleil. Il peut également être interprété comme l'épaisseur d'atmosphère traversée par les rayons du Soleil. Ainsi, AM0 correspond alors au rayonnement en dehors de l'atmosphère tandis que le spectre AM1 représente le rayonnement lorsque le Soleil est à son zénith (l'épaisseur d'une atmosphère est traversée). Cette situation étant éphémère au cours d'une journée, le spectre AM1.5 a été choisi comme standard pour évaluer les performances des unités. La distribution spectrale du rayonnement solaire, pour un corps noir à 5762 K, hors atmosphère et pour le spectre AM1.5, est représentée sur la Figure 1.1 [25]. La principale différence entre les spectres AM0 et AM1.5 réside dans les pics d'absorption de l'atmosphère (ozone, oxygène, vapeur d'eau, etc.).

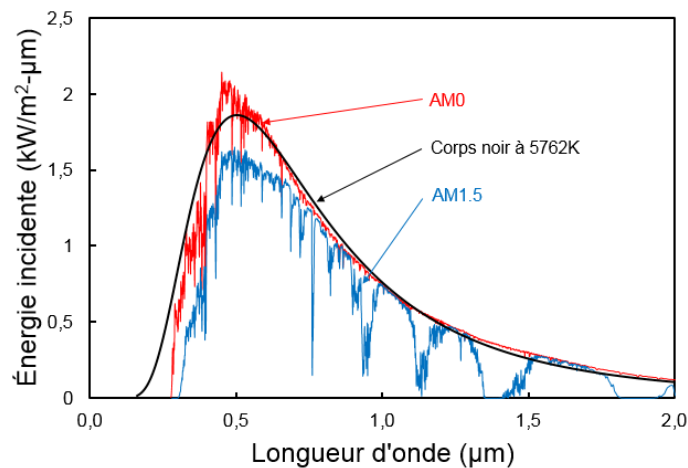


Figure 1.1 : Spectre du rayonnement solaire [25].

Les panneaux photovoltaïques permettent la transformation directe de l'énergie solaire en électricité et font partie des systèmes les plus utilisés dans les bâtiments pour ce type d'énergie. D'ailleurs, la conversion du rayonnement solaire en électricité a été largement étudiée [25-29]. La cellule PV est l'élément de base de la conversion du rayonnement solaire en électricité. Dans un atome isolé, les règles de distribution des niveaux énergétiques régissent les valeurs discrètes que peuvent avoir les énergies des électrons ; cette répartition est appelée structure de bande [25]. Deux niveaux d'énergie sont particulièrement intéressants : la bande de valence ( $E_V$ ), dernier niveau complètement rempli par les électrons (ou quasiment), et la bande de conduction ( $E_C$ ), premier niveau partiellement remplie d'électrons (ou vide). La différence d'énergie entre ces deux niveaux est appelée énergie de bande interdite  $E_g$ . Ainsi, lorsqu'un photon interagit avec un électron, l'énergie du premier est transmise intégralement au second seulement si le niveau d'énergie final de l'électron est autorisé et libre. Il est alors possible que l'électron passe de la bande de valence vers la bande de conduction si l'énergie du photon est plus importante que celle de la bande interdite. Dans un métal, les bandes de valence et de conduction sont confondues et les électrons peuvent circuler librement ; le métal est dit conducteur. À l'inverse, dans un isolant, l'énergie de bande interdite est très importante, 8 à 10 électronvolt (eV), et le passage d'une bande à l'autre devient très difficile. Le matériau semi-conducteur reflète un compromis entre ces deux situations avec des énergies de bande interdite de 0.6 à 2 eV ; par exemple, le silicium cristallin a une bande interdite de 1.12 eV [25]. Par conséquent, lorsque le rayonnement solaire atteint le matériau semi-conducteur, les photons ayant une énergie supérieure à celle de la bande interdite sont capables d'interagir et de transmettre leur énergie aux électrons covalents, leur permettant ainsi de passer de la bande de valence vers la bande de conduction. Les énergies permises étant des valeurs discrètes, l'excédent des photons par rapport à celle de bande interdite est perdu par thermalisation. En franchissant la bande interdite, l'électron s'est libéré de sa liaison chimique dans la bande de valence et a créé un trou dans la structure électronique, soit une absence d'électron, qui peut être identifié à une charge positive ; une paire électron-trou a été formée. Toutefois, cette dernière a tendance à revenir à leur état quantique initial à travers des mécanismes de recombinaison ; l'électron excité retransverse la bande interdite pour remplir le trou. Afin de générer un courant électrique, les électrons doivent être collectés et les paires électrons-trous séparées avant leur recombinaison. Pour y arriver, un champ électrique est nécessaire [25] ; il peut être obtenu grâce au dopage de semi-conducteurs, illustré sur la Figure 1.2.

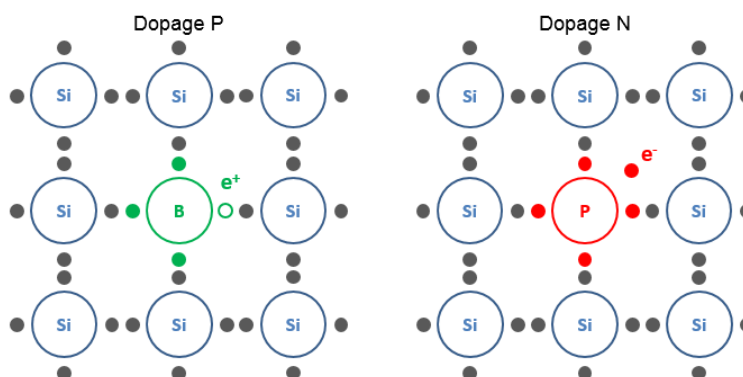


Figure 1.2 : Dopage du silicium avec du bore (dopage P)  
et du phosphore (dopage N).

Le silicium possède quatre électrons dans sa bande de valence lui permettant d'avoir une structure cristalline stable à l'aide de quatre liaisons covalentes. En introduisant des impuretés avec cinq et trois électrons sur la bande de valence, la concentration en électrons libres est modifiée et des électrons (dopage N) et des trous (dopage P), peu liés au noyau, sont respectivement ajoutés à la structure du silicium. Le phosphore ou l'arsenic peut être utilisé pour le dopage N tandis que le bore ou l'aluminium peut servir à ajouter des trous dans la structure [25]. En associant deux semi-conducteurs, l'un dopé N et l'autre dopé P, les électrons (respectivement, les trous) à l'interface ont tendance à migrer vers la zone P (respectivement, la zone N), là où ils sont peu nombreux, par diffusion. Un champ électrique local est alors créé à la jonction PN des semi-conducteurs P et N et les deux zones de charges fixes ainsi engendrées constituent une zone de charge d'espace [25]. La superposition des semi-conducteurs et la jonction PN sont illustrées sur la Figure 1.3. La jonction PN est une homojonction mais il existe d'autres types de structures utilisées pour créer la barrière de potentiel nécessaire à la séparation de la paire électron-trou : les hétérojonctions (deux semi-conducteurs de nature et type différents), les multijonctions (superpositions de plusieurs semi-conducteurs), les diodes Schottky (métal et semi-conducteur) et les matériaux organiques, par exemple [25].

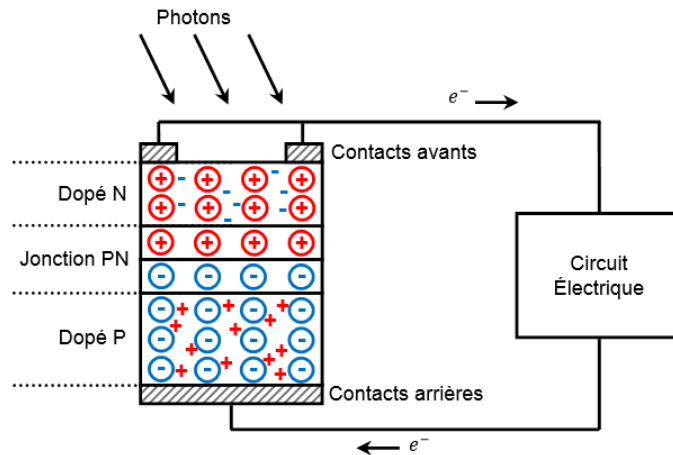


Figure 1.3 : Fonctionnement d'une pile photovoltaïque.

Une barrière de potentiel (ou barrière de diffusion)  $V_b$  a ainsi été créée au niveau de la jonction PN. Si la jonction est non polarisée, un équilibre s'établit entre le courant de diffusion et celui induit par le champ électrique. D'un autre côté, si elle est polarisée de manière directe, le champ électrique externe appliqué ( $qV_a$ ) permet de rompre cet équilibre, d'abaisser la barrière de potentiel et de générer un courant électrique. Ainsi, lorsque le dispositif est soumis au rayonnement solaire, les électrons arrachés par les photons migrent sous l'effet du champ électrique vers la région dopée N tandis que les trous se dirigent vers la région P, ce qui crée un photocourant. Ce phénomène est efficace dans la jonction PN, soit une zone de charge d'espace où les probabilités d'avoir des charges mobiles et donc des recombinaisons sont les plus faibles [25]. Les différents niveaux d'énergie sont représentés sur la Figure 1.4.

Le niveau de Fermi ( $E_F$ ) traduit la répartition des électrons dans le matériau semi-conducteur en fonction de leur énergie. Ainsi, pour le semi-conducteur dopé N (respectivement P), la concentration en électrons libres est plus importante (respectivement moins importante) et le niveau de Fermi est proche de l'énergie de la bande de conduction (respectivement bande de valence). En l'absence de potentiel externe ( $qV_a=0$ ), par continuité au niveau de la jonction PN ( $E_{FC}=E_{FV}$ ), les bandes de conduction et de valence se retrouvent déformées à proximité de cette dernière d'une hauteur équivalente à la barrière de potentiel ( $qV_b$ ). Lorsque la jonction est polarisée, cette barrière s'abaisse à  $q(V_b-V_a)$ . Ainsi, lorsque la jonction PN est illuminée, l'énergie d'un photon  $h\nu$  est transférée à un électron pour lui permettre de franchir la bande interdite (d'énergie  $E_g$ ) et de créer une paire électron-trou. Grâce au champ électrique, l'électron (respectivement le trou) se

déplace vers la zone N (respectivement la zone P). Une fois dans leurs zones respectives, ils ne risquent plus de se recombinaison (sauf défaut cristallin) et peuvent être collectés pour former un courant électrique. Les trous ainsi créés seront remplacés par des électrons après leur passage dans l'installation électrique et l'opération sera répétée tant que les panneaux seront éclairés [25].

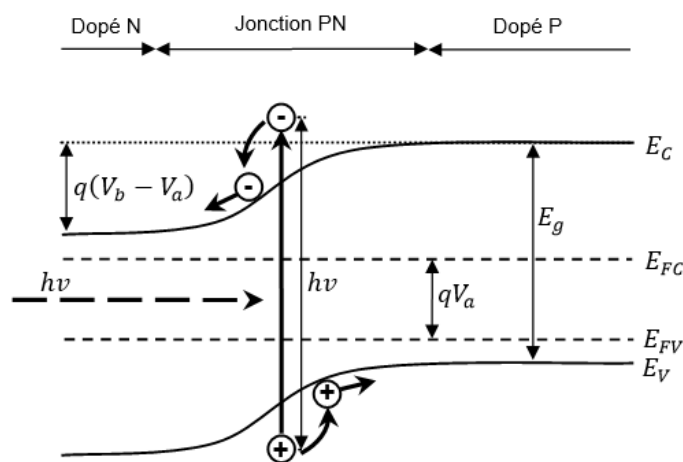


Figure 1.4 : Diagramme de bandes et niveaux d'énergie de la photodiode soumise à un potentiel électrique externe  $V_a$ .

D'un point de vue pratique, lorsqu'aucun potentiel externe appliqué, les paires électrons-trous sont créées et séparées facilement grâce à la barrière de potentiel ; les porteurs vont s'accumuler de part et d'autre de la jonction mais ils ne vont pas pouvoir être récoltés. Pour ce faire, un potentiel externe doit être appliqué ; lorsque sa valeur augmente, la barrière à la jonction PN diminue et facilite les mécanismes de diffusion et de recombinaisons. Un courant récupéré plus faible en découle, soit les électrons issus des paires créées moins ceux perdus par diffusion et recombinaison. La conversion photovoltaïque résulte alors d'un compromis entre la tension appliquée et le courant récolté pour maximiser le travail électrique généré (produit d'un courant et d'une tension) ; augmenter la tension diminue le courant.

Le silicium est le matériau semi-conducteur le plus utilisé du fait de son abondance et de ses caractéristiques, sa largeur de bande interdite (1.12 eV) permettant les rendements de conversion les plus élevés. À noter que ces efficacités sont d'autant plus importantes que la température du module est basse. Un module PV est composé de plusieurs de ces cellules unitaires, connectées entre elles en série et/ou en parallèle. Selon la surface disponible exposée au Soleil, les panneaux pho-



photovoltaïques peuvent être aisément placés sur le toit des bâtiments ; c'est cette modulation vis-à-vis de la surface installée qui les rend très attractifs, principalement dans le domaine résidentiel. Ainsi, de nombreuses études présentent l'usage de panneaux PV pour la génération d'électricité dans les bâtiments [16-21].

### **1.1.2 Les éoliennes**

Une autre tendance est d'utiliser des éoliennes qui permettent la conversion de l'énergie du vent en électricité grâce à un système de rotation de pales aérodynamiques basées sur les phénomènes de portance et de traînée. Les éoliennes les plus courantes sont classées en deux catégories : les éoliennes à axe horizontal et celles à axe vertical et peuvent être installées sur le terrain ou directement sur le toit. Une vue d'ensemble de ces éoliennes, et plus particulièrement celles utilisées dans le secteur résidentiel, a été effectuée par Salameh & Nandu [30] tandis que Müller et al. [31] ont analysé leur intégration sur les bâtiments. Ce sont les deux principaux systèmes basés sur les énergies renouvelables qui permettent la conversion en électricité. Cette dernière sert au fonctionnement du matériel électrique (électroménager, éclairage) et électronique du bâtiment mais également à la mise en route de l'équipement énergétique. Dans le cadre de cette recherche, seule la technologie photovoltaïque a été retenue pour la conversion en électricité.

### **1.1.3 Les capteurs solaires**

Une multitude de systèmes peuvent être utilisés afin de chauffer ou climatiser une maison et obtenir l'eau chaude domestique. Beaucoup de bâtiments résidentiels et commerciaux mettent à profit l'énergie solaire à travers le chauffage passif [16-19,21] mais également en opérant des capteurs solaires, convertissant le rayonnement solaire en chaleur. Ce type de système peut servir à différentes applications comme le chauffage central d'un bâtiment ou l'alimentation d'eau chaude domestique. Ils peuvent également être utilisés pour la climatisation ou des applications de réfrigération [32]. Un tel appareil absorbe le rayonnement solaire et le convertit en énergie thermique. Celle-ci est alors récupérée par un fluide caloporteur, généralement l'eau ou l'air. Kalogirou [32] a effectué une revue de littérature des différents types de capteurs solaires et les a classés en deux catégories générales : les capteurs solaires stationnaires, où la surface interceptant le rayonnement solaire est égale à la surface d'absorption du capteur, et ceux à concentration, se servant de surfaces concaves afin de concentrer la lumière et d'augmenter le flux radiatif. Ils sont

également différenciés par la configuration des échangeurs de chaleur (principalement le type de matériaux et le fluide caloporteur) ainsi que leur température d'opération et par conséquent leur application. Les capteurs plans sont des unités stationnaires, performants à faible température, et sont les plus adaptés aux secteurs résidentiel et commercial.

Les capteurs solaires sont principalement composés d'une plaque absorbante captant le rayonnement solaire et d'un fluide caloporteur circulant à l'intérieur de tubes ou canaux rectangulaires et récupérant la chaleur de l'absorbeur par conduction [32]. Plusieurs dispositions sont possibles pour placer les tubes par rapport à l'absorbeur. L'utilisation combinée de l'air et de l'eau ou même d'un mélange diphasique est possible et requiert l'installation de plusieurs conduits [33]. Les absorbeurs, généralement noirs, entourent le circuit de caloporteur afin de favoriser le transfert de chaleur. Ils ont également la particularité d'avoir une grande absorptivité et une faible émissivité afin d'assurer une récupération maximale du rayonnement solaire [32]. Un vitrage peut être inclus afin de limiter les pertes de chaleur par convection vers l'ambiant et créer un effet de serre. L'emploi de plusieurs vitrages ou couches minces est envisageable mais la diminution des pertes par convection doit être quantifiée au préalable car elle peut être moins importante que les pertes engendrées sur l'ensoleillement reçu, rendant ainsi le système inefficace [34]. La mise sous vide de l'absorbeur est également possible et permet de diminuer grandement les pertes par convection et d'atteindre des températures de caloporteur plus élevées. Un isolant placé sur la face non-exposée au Soleil (faces arrière et latérales) est installé pour limiter les pertes de chaleur.

Obtenir simultanément chaleur et électricité est également possible avec l'adaptation de modules PV sur un capteur solaire thermique. Le module peut alors être intégré de plusieurs manières selon le type de capteur utilisé, l'idée étant de faire traverser le rayonnement à travers le module PV en premier et de récupérer l'énergie restante sous forme de chaleur avec l'absorbeur. Ainsi, le module et l'absorbeur peuvent être en contact à l'aide d'un adhésif ou séparé par les circuits de caloporteurs (air, eau, mélange air-eau) [33]. Un exemple de capteur photovoltaïque/thermique en coupe transversale est fourni à la Figure 1.5. L'utilisation de vitrage et/ou de Tedlar®<sup>1</sup>, avec ou sans conduit(s) de caloporteur(s), a été étudié par Dubey et al. [34] tandis que Zondag et al. [35] ont analysé plusieurs concepts de systèmes PV/T à eau.

---

<sup>1</sup> Marque de commerce de DuPont

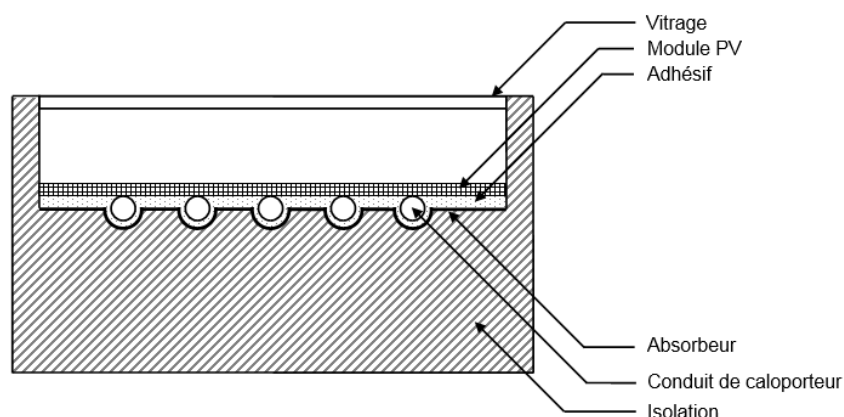


Figure 1.5 : Coupe transversale d'un capteur photovoltaïque/thermique [33].

L'énergie solaire peut également être récupérée par convection naturelle à l'aide d'un mur Trombe en suivant le même principe que le capteur solaire [36]. Ce système consiste à utiliser un mur de béton (ou de pierre) noirci et recouvert d'un vitrage. Il capte et stocke ainsi le rayonnement solaire sous la forme d'énergie thermique. Le transfert thermique se fait par convection naturelle en réchauffant directement l'air de la pièce. L'association d'un mur Trombe et de panneaux photovoltaïques est également une solution afin de récupérer chaleur et électricité du rayonnement solaire. Cet équipement n'a toutefois pas été retenu pour la suite de la présente étude.

#### 1.1.4 Les pompes à chaleur

L'énergie solaire peut rarement satisfaire la totalité de la demande énergétique du bâtiment et elle est très peu utilisée de manière directe pour le chauffage. Ce sont les pompes à chaleur (PàC) qui permettent d'assurer le chauffage et la climatisation en tout temps dans le bâtiment. D'autres systèmes comme le chauffage électrique et les chaudières au gaz peuvent également être mis à profit mais ces appareils classiques sont moins performants ; ils peuvent néanmoins couvrir les pics de consommation afin d'éviter le surdimensionnement des pompes à chaleur. Les pompes à chaleur (à compression) permettent de transférer de la chaleur d'une source froide vers une source chaude en consommant un travail électrique. Un tel procédé est rendu possible en utilisant un cycle thermodynamique approprié où réfrigérant (principalement R-22, R-134a ou R-410a) et fluide

caloporteur (air, eau, eau avec solution antigel) circulent respectivement dans les boucles primaire et secondaires.

Ils existent deux catégories de pompes à chaleur, à compression mécanique et à absorption (compression thermique), qui diffèrent selon la méthode de compression. Les unités à compression mécanique sont les plus utilisées et permettent de chauffer ou climatiser le bâtiment tandis que celles à absorption servent surtout pour des applications de climatisation [37]. Dans la présente étude, seules les unités à compression seront analysées. La pompe à chaleur, présentée à la Figure 1.6, est principalement composée d'un évaporateur et d'un condenseur où ont lieu les transferts de chaleur entre caloporteur et réfrigérant, et d'un compresseur et d'une valve de détente (ou valve d'étranglement) [38].

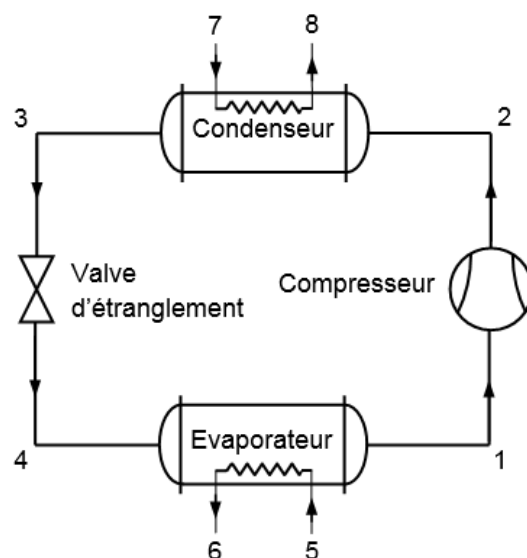


Figure 1.6 : Schéma de la pompe à chaleur avec des échangeurs de chaleur à contrecourant.

La source extérieure pour les pompes à chaleur est généralement l'air extérieur (air ambiant) mais les performances d'une telle unité varient en fonction de la température extérieure et se dégradent lors des périodes de grand froid [39]. En usage direct, une de ces deux sources est le bâtiment tandis que la source extérieure peut différer d'un système à l'autre. Selon le mode de fonctionnement (chauffage, climatisation), une valve à quatre voies est utilisée afin de connecter de manière appropriée les sources de chaleur à la pompe à chaleur. En effet, en mode chauffage, le bâ-

timent est connecté au condenseur tandis qu'en climatisation, il est relié à l'évaporateur. La température du sol relativement constante à faible profondeur (8°C à partir de 6 mètres de profondeur au Canada [40]) rend attractif l'opération de PàC géothermiques [41-42] ; l'échangeur de chaleur est alors placé directement dans le sol. La consommation de tels systèmes est 44% inférieure à celle des pompes à chaleur utilisant l'air ambiant et 72% inférieure à l'équipement conventionnel [43]. Les PàC solaires sont également une alternative : l'évaporateur peut être couplé à un capteur solaire par l'intermédiaire d'une boucle secondaire [44] ou l'évaporation peut avoir lieu directement dans le capteur [45-46] (diminution de la taille du système et nombre de composants moindre). Les PàC utilisant l'air extérieur et la géothermie sont réversibles (au sens technique du terme), c'est-à-dire qu'elles peuvent fonctionner pour le chauffage (bâtiment connecté au condenseur) et la climatisation (bâtiment connecté à l'évaporateur) ; ce n'est pas le cas des PàC solaires. De plus, plusieurs types de caloporteurs sont utilisés selon l'application ; par conséquent, les pompes à chaleur sont cataloguées par les manufacturiers selon les fluides circulant dans les boucles secondaires : air-air, air-eau ou eau-eau.

### **1.1.5 Le stockage d'énergie**

L'ensemble des systèmes présentés permet de convertir ou récupérer de l'énergie et de la réutiliser instantanément. Toutefois, la demande énergétique, et par conséquent les quantités d'énergie requises, des bâtiments varient durant la journée et tout au long de l'année. L'intermittence des sources de puissances, comme l'équipement basé sur l'énergie solaire, ne permet pas de satisfaire les besoins en tout temps. Ainsi, le stockage, et plus particulièrement thermique, apparaît comme essentiel. Il existe trois types d'unités de stockage d'énergie thermique : par chaleur sensible, par chaleur latente et thermochimique [47]. Ces appareils sont composés d'un réservoir, d'un matériau de stockage et d'un fluide caloporteur qui permet d'apporter ou d'extraire de la chaleur de manière directe ou indirecte par l'intermédiaire d'échangeurs de chaleur. Le stockage par chaleur sensible est caractérisé par un changement de température du matériau de stockage (eau, huile, brique, sable, terre, lit de roches). Un réservoir d'eau chaude, pour satisfaire une partie de la demande en eau chaude domestique, constitue un exemple dans le secteur résidentiel. Dans le cas d'un stockage par chaleur latente, c'est la chaleur latente du matériau de stockage (mélange eau-glace, sels hydratés, matériaux à changement de phase comme la paraffine) qui est mise à profit pour stocker l'énergie. Finalement, le principe du stockage thermochimique est de garder

l'énergie provenant de réactions chimiques à l'intérieur du matériau (substances inorganiques). Dans les secteurs résidentiel et commercial, le stockage par chaleur sensible est privilégié pour du court terme tandis que le stockage par chaleur latente est choisi pour de longues périodes [48] grâce à sa haute qualité de stockage [49]. Cette qualité est caractérisée par la présence d'un mélange diphasique qui permet de garder une température de stockage constante et de réduire la taille des systèmes. Il existe un grand nombre de matériaux à changement de phases [50] qui se distinguent par leur température de fusion et leur chaleur latente (et par conséquent, leur composition). Les matériaux peuvent être placés directement dans le réservoir et utilisés comme caloporteur (cas des coulis de glace [51]) ou encapsulés selon une multitude de formes et nécessitant alors un mécanisme de récupération de chaleur supplémentaire [52]. De ce fait, le choix du matériau dépend des applications futures.

Finalement, le stockage électrique peut également être utile dans le secteur résidentiel, principalement dans les régions les plus reculées. Les batteries correspondent aux unités privilégiées pour ce type de stockage. Toutefois, beaucoup de bâtiments s'en passent et se servent du réseau électrique afin de revendre l'électricité en cas de surplus et pour en acheter en cas de manque [16]. À tous ces systèmes peuvent également être rajoutées les techniques de récupération de l'énergie [53].

Ainsi, la multitude d'unités proposées pour satisfaire la demande d'un bâtiment requiert une évaluation des performances de chacune d'entre elles. Plusieurs critères peuvent intervenir et ceux basés sur les aspects énergétique, exergétique et économique seront présentés. Par la suite, au regard de la situation environnementale actuelle, l'aspect exergétique sera privilégié pour comparer les différents équipements proposés.

## **1.2 Évaluation exergétique**

L'exergie permet de caractériser simultanément les aspects quantitatif et qualitatif de l'énergie et représente la capacité d'un système à effectuer un travail dans un environnement donné. La qualité est exprimée à partir de la deuxième loi de la thermodynamique ; elle est associée au concept d'entropie et d'irréversibilités lors de la transformation ou de l'utilisation de l'énergie. Elle est évaluée par rapport à un environnement de référence qui peut être considéré comme libre d'irréversibilités et dont les propriétés sont uniformes [54]. Lié au concept d'exergie, le terme

d'anergie représente la portion d'énergie qui ne peut pas être convertie en travail. Ces différentes définitions sont représentées à la Figure 1.7 pour le cas d'une machine thermique typique.

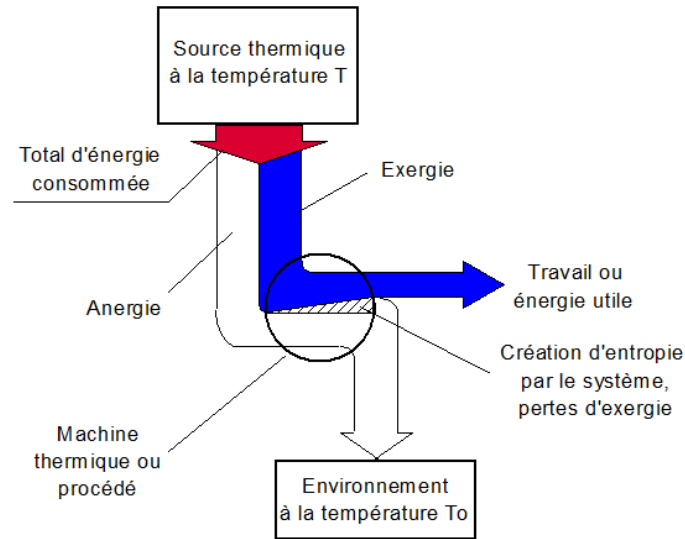


Figure 1.7 : Les notions d'exergie et d'anergie – schéma simplifié.

L'exergie totale de l'écoulement d'un fluide est déterminé à partir de la somme des termes physique, cinétique ( $ke$ ), potentiel ( $pe$ ) et chimique ( $ce$ ) :

$$\dot{E}x = [(\dot{H} - \dot{H}_0) - T_0(\dot{S} - \dot{S}_0)] + \dot{E}x_{ke} + \dot{E}x_{pe} + \dot{E}x_{ce} \quad (1.1)$$

où  $\dot{H}$  et  $\dot{S}$  sont l'enthalpie et l'entropie par unité de temps et l'indice  $0$  réfère à l'environnement de référence. Tandis que l'exergie chimique  $\dot{E}x_{ce}$  fait intervenir les potentiels chimiques et les fractions molaires, l'exergie cinétique, comme potentielle, est une puissance mécanique et correspond directement à la puissance cinétique (potentielle) elle-même ; ils correspondent directement au travail disponible. Toutefois, ce n'est pas le cas de l'exergie physique qui évalue le potentiel thermodynamique du fluide par rapport à l'environnement de référence et ainsi, exprime explicitement la création d'entropie. Par conséquent, l'exergie revient en d'autres mots à associer un facteur de qualité à chaque terme d'énergie. Ainsi, l'exergie de la chaleur correspond à un moteur Carnot installé entre une source de chaleur et l'environnement de référence ; de la même

manière, l'exergie de l'électricité correspond déjà au maximum et son facteur de qualité est égal à 1 (ou 100%). Autrement dit :

$$\dot{E}x_Q = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) = \dot{Q}\theta \quad (1.2)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (1.3)$$

où  $\dot{Q}$  et  $\dot{W}$  représentent respectivement les termes de chaleur et travail et  $\theta$  correspond au facteur Carnot associé à la température  $T$  de la source. Pour une température de référence de  $0^\circ\text{C}$ , le facteur Carnot a été tracé en fonction de la température  $T$  de la source sur la Figure 1.8 pour des valeurs allant de 250 à 350 K, valeurs généralement rencontrées dans le contexte énergétique des bâtiments. Il est clair que le facteur Carnot évolue quasi linéairement avec la température, ce qui permet de faire le lien plus facilement entre différence de températures et différence de facteurs Carnot. À noter également que lorsque  $T < T_0$ , le facteur Carnot devient négatif et ce, même si la quantité d'énergie consommée est positive, ce qui rend l'exergie consommée négative malgré un apport évident d'énergie. C'est par exemple le cas de la géothermie où la température du sol ( $8^\circ\text{C}$  [40]) peut être inférieure à celle de l'air ambiant.

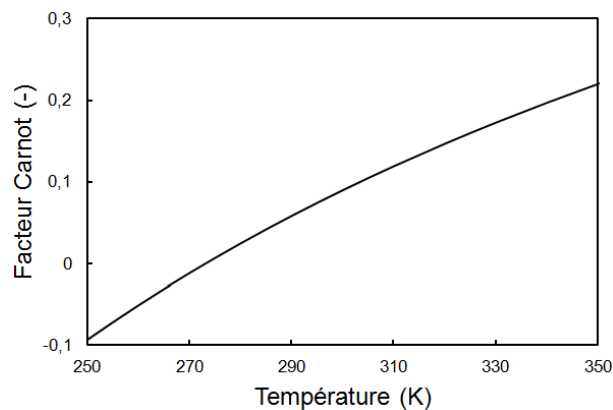


Figure 1.8 : Évolution du facteur Carnot en fonction de la température de la source pour une température de référence de  $0^\circ\text{C}$ .



Pour les panneaux PV et les capteurs solaires, l'exergie solaire est également nécessaire. Trois approches différentes ont été suivies par Petela [55], Spanner [56] et Jeter [57] pour caractériser la conversion du rayonnement thermique en travail et évaluer son degré de qualité. Petela [55,58] a modélisé l'exergie du rayonnement thermique à partir d'une analogie cylindre-piston contenant le rayonnement d'un corps noir isotropique à une température  $T$  et en analysant les mécanismes d'absorption, d'émission et de production de travail. Un procédé d'expansion adiabatique et réversible a permis d'aboutir à la relation suivante pour le rendement de conversion du rayonnement solaire en travail utile :

$$\psi_P = 1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{Sun}} + \frac{1}{3} \left( \frac{T_0}{T_{Sun}} \right)^4 \quad (1.4)$$

où  $T_{Sun}$  et  $T_0$  sont respectivement les températures de surface du Soleil et de l'environnement de référence. Il faut mentionner que la même expression a été dérivée de manière indépendante par Landsberg & Mallinson [59] et Press [60]. Spanner [56] a remplacé le processus de remplissage réversible de Petela par un procédé spontané irréversible et a tenu compte du travail absolu, c'est-à-dire incluant le travail de frontière dépensé. Le rendement est alors exprimé comme suit :

$$\psi_S = 1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{Sun}} \quad (1.5)$$

Finalement, Jeter [57] a suggéré l'efficacité de Carnot en analysant les concepts de rayonnement et de transfert de chaleur lors du processus d'expansion :

$$\psi_J = 1 - \frac{T_0}{T_{Sun}} \quad (1.6)$$

Bejan [61] a analysé la validité de ces expressions et il a conclu qu'elles sont individuellement justes et complémentaires, mais elles dépendent de la définition associée au travail utile et à l'énergie consommée. Il a expliqué que la formulation donnée par Petela décrit le travail utile maximum récupérable, soit l'exergie du rayonnement du corps noir isotropique, tandis que Spanner tient compte du travail absolu et Jeter du travail d'une machine thermique réversible. De plus,

le rayonnement est pris en compte par les formulations de Petela et Spanner tandis que Jeter considère une source de chaleur provenant du rayonnement du corps noir. Ces différentes notions ont été représentées sur la Figure 1.9. Wright et al. [62] ont étudié plus particulièrement la réversibilité de la conversion du rayonnement de corps noirs et la création d'irrégularités dues au rayonnement réémis. Ils ont conclu que l'expression de Petela représente l'exergie du rayonnement d'un corps noir et, caractérisant le rayonnement solaire comme tel, la limite supérieure de conversion du rayonnement solaire.

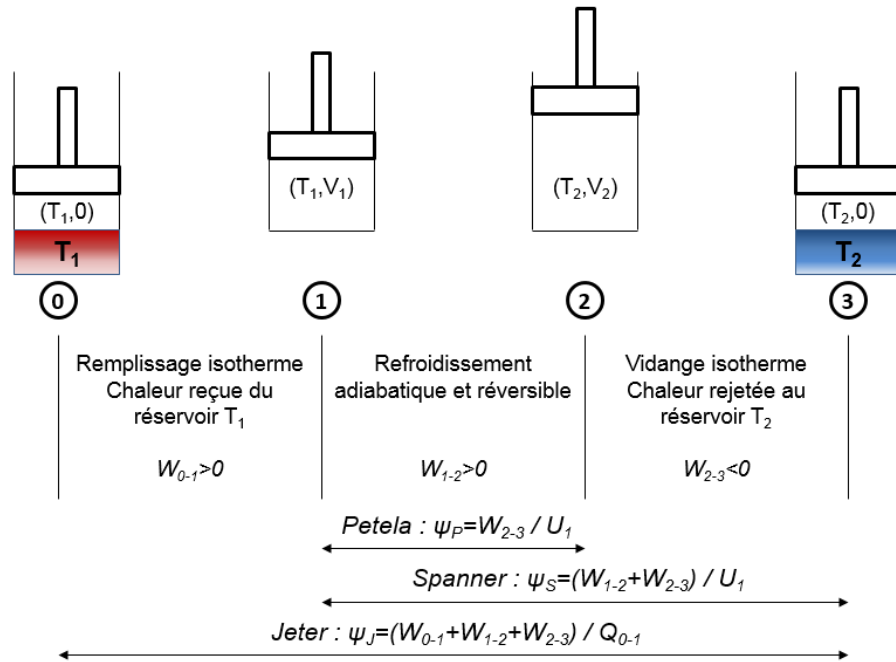


Figure 1.9 : Comparaison des formulations de l'exergie solaire de Bejan [61] avec l'analogie cylindre-piston.

Par conséquent, le concept d'exergie tient compte de la valeur réelle de l'énergie et c'est un outil puissant pour identifier et quantifier les causes des imperfections dans les procédés ; la bonne utilisation de l'énergie est ainsi mise en valeur. Appliqué à un volume de contrôle (VC), le bilan d'exergie est donné par [63] :

$$\frac{dEx_{VC}}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{VC}}{dt}\right) + \sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} - \dot{D} \quad (1.7)$$

où  $d\dot{E}x_{CV}/dt$  et  $dV_{CV}/dt$  sont respectivement le taux de variation de l'exergie et du volume associé au volume de contrôle tandis que  $\dot{E}x_{in}$  et  $\dot{E}x_{out}$  sont respectivement les exergies totales des fluides entrant et sortant. Le premier terme du membre de droite correspond à l'exergie de la chaleur transférée au volume de contrôle tandis que le second représente le travail net. Finalement, le dernier terme fait référence à la destruction exergétique, c'est-à-dire la mesure des imperfections. Cette équation est illustrée sur la Figure 1.10.

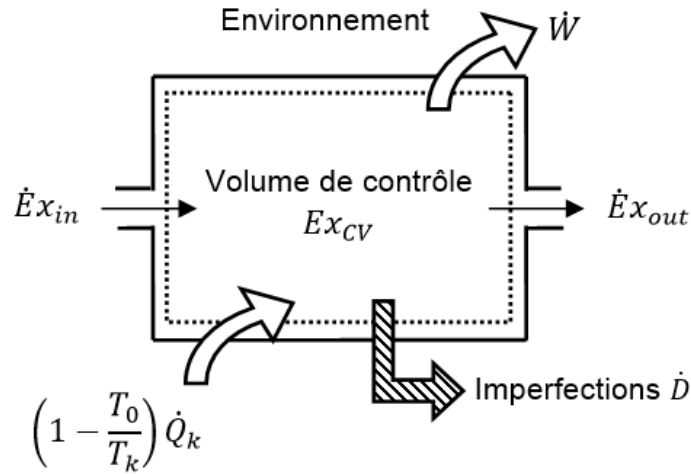


Figure 1.10 : Schéma du bilan d'exergie d'un volume de contrôle.

Appliquée aux systèmes intégrés utilisés dans les bâtiments, l'Équation (1.7) peut être simplifiée. En négligeant la variation dans le temps, elle peut être réécrite comme suit :

$$\Delta \dot{E}x = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} \times 1 - \dot{D} \quad (1.8)$$

où  $\Delta \dot{E}x$  est la variation d'exergie du fluide. Ce terme peut être modifié pour faire apparaître explicitement la température exergétique équivalente  $T_{ex}$  [64], introduite à partir de l'expression de la variation d'enthalpie libre de Gibbs  $\Delta G$ , pour une référence ( $T_0$ ) constante :

$$\Delta G = \Delta H - T_0 \Delta S \rightarrow \frac{\Delta G}{\Delta S} = \frac{\Delta H}{\Delta S} - T_0 \equiv T_{ex} - T_0 \quad (1.9)$$

Pour un fluide incompressible, la température exergétique équivalente est égale à la température entropique moyenne, ce qui permet de simplifier la variation d'exergie du fluide de la manière suivante [65] :

$$\Delta \dot{E}x = \sum \left( 1 - \frac{T_0}{\tilde{T}_k} \right) \dot{Q}_k \quad (1.10)$$

où  $\tilde{T}$  est la température entropique moyenne définie comme suit :

$$\tilde{T}_k = \frac{T_{out}^k - T_{in}^k}{\ln(T_{out}^k / T_{in}^k)} \quad (1.11)$$

$T_{in}^k$  et  $T_{out}^k$  sont respectivement les températures en entrée et en sortie du fluide  $k$ . Le bilan d'exergie pour les systèmes intégrés peut ainsi s'écrire comme suit :

$$\sum \dot{Q}_k \tilde{\theta}_k = \sum \dot{Q}_k \theta_k - \dot{W} \times 1 - \dot{D} \quad (1.12)$$

où  $\theta_k$  et  $\tilde{\theta}_k$  sont les facteurs Carnot associés aux températures  $T_k$  et  $\tilde{T}_k$ . Les termes d'exergie dans l'équation du bilan affichent clairement l'exergie comme le produit d'un terme d'énergie et d'un facteur de qualité sans calculer les propriétés thermodynamiques telles que l'enthalpie et l'entropie. Ainsi, seuls les flux d'énergie associés à des potentiels énergétiques sont nécessaires ; cette équation peut ainsi être très utile pour estimer les performances globales de systèmes donnés.

Aucune définition stricte n'a été adoptée pour définir l'état de référence de l'analyse mais il correspond en général à l'air ambiant dans le cadre du chauffage et de la climatisation des bâtiments résidentiels et commerciaux. La température et l'humidité sont les deux principaux facteurs qui influencent les analyses exergétiques ; l'impact de l'humidité peut toutefois être négligé pour un climat froid et sec [54]. Ainsi, selon le lieu d'étude, la comparaison entre plusieurs analyses devient difficile à interpréter. De plus, pour les bâtiments, les températures d'opération des équipements sont proches de celle de l'environnement de référence et les résultats de l'analyse exergétique en sont d'autant plus sensibles. Généralement, une valeur moyenne de celle de l'air ambiant

sur la période d'étude est utilisée. Toutefois, une analyse dynamique peut également être appliquée [54], ce qui revient à considérer la variation de la température extérieure.

Effectuer une analyse exergétique sert principalement à estimer les pertes exergétiques d'un procédé. Une telle étude permet de quantifier et localiser les imperfections lors du processus de transformation et apparaît alors nécessaire pour évaluer la bonne utilisation de l'énergie et ré-examiner le processus. Les performances exergétiques d'un système sont généralement caractérisées, comme c'est le cas pour une étude énergétique, par leurs efficacités. Il y a plusieurs moyens de définir l'efficacité exergétique [66] mais il n'existe pas de définition standard dans la littérature pour l'exprimer. Ainsi, deux approches ont été répertoriées [67-68] : une approche « brute » et une approche « fonctionnelle » qui peuvent être écrites respectivement avec les équations suivantes :

$$\psi_{brute} = \frac{Ex_{prod}}{Ex_{cons}} \quad (1.13)$$

$$\psi_{fonctionnelle} = \frac{Ex_{des}}{Ex_{dep}} \quad (1.14)$$

où  $Ex_{prod}$  et  $Ex_{cons}$  sont les exergies produites et consommée tandis que  $Ex_{des}$  et  $Ex_{dep}$  sont les exergies désirées et dépensées pour obtenir l'effet voulu. L'Équation (1.13) est généralement utilisée pour caractériser l'efficacité de chaque composant et en déduire l'efficacité globale tandis que l'Équation (1.14) reflète le comportement général du système. Van Gool [69] a proposé la notion de potentiel d'amélioration exergétique, basée sur l'idée que la maximisation de l'efficacité exergétique repose sur la minimisation des irréversibilités exprimé par :

$$IP = (1 - \psi)D \quad (1.15)$$

où  $\psi$  est l'efficacité exergétique définie par l'une ou l'autre des définitions données aux Équations (1.13) et (1.14). Quatre autres paramètres, listés par Xiang et al. [70], permettent d'évaluer un système et sont généralement calculés lorsque l'approche brute est suivie, soit l'Équation (1.13). Ils relient les notions d'exergie consommée, produite et détruite, et sont retranscrits au Tableau 1.1 où les indices  $i$  et  $total$  caractérisent respectivement le composant  $i$  et l'ensemble des

composants. Ces paramètres sont donnés à titre indicatif car ils ne seront pas utilisés par la suite. En effet, l'efficacité exergetique fonctionnelle et la destruction exergetique ont été choisies pour évaluer les performances d'un système.

Tableau 1.1 : Paramètres d'évaluation utilisés dans une analyse exergetique.

Paramètre	Équation ou définition
Irréversibilité relative	$\chi_i = \dot{D}_i / \dot{D}_{total}$
Taux d'épuisement du combustible	$\delta_i = \dot{D}_i / \dot{E}x_{cons,total}$
Défaut de productivité	$\xi_i = \dot{D}_i / \dot{E}x_{prod,total}$
Facteur exergetique	$f_i = \dot{E}x_{cons,i} / \dot{E}x_{cons,total}$

L'efficacité d'un système est directement liée aux irréversibilités des processus de conversion d'énergie. De ce fait, une représentation graphique, similaire à celle de la Figure 1.11a et appelée diagramme de Grassman [71], est parfois utilisée pour illustrer ces pertes par l'intermédiaire de flux d'exergie. Elle a été appliquée par Cervantes & Torres-Reyes [45] pour une pompe à chaleur solaire et par Hepbasli & Akdemir [41] pour une PàC géothermique. Bejan [71] a également présenté un diagramme similaire pour illustrer l'analyse exergetique d'une installation frigorifique. Ces différents diagrammes caractérisent l'aspect quantitatif des pertes exergetiques sous forme de flux d'exergie. Sorin et al. [72] et Ducoulombier et al. [65] ont, quant à eux, proposé un diagramme qui présente à la fois les aspects quantitatif et qualitatif de l'énergie. Le facteur qualité, soit une variable intensive, est donné en ordonnée tandis que l'énergie, soit une variable extensive, est représentée en abscisse. Ainsi, la conservation de l'énergie se retrouve sur l'axe des abscisses tandis que la conservation de l'exergie, soit le produit d'un terme d'énergie et de son facteur qualité, est illustrée sous la forme d'une surface.

En traçant les exergies désirées et dépensées, les irréversibilités sont ciblées et leurs causes (pertes en quantité et/ou en qualité) clairement identifiées. Les diagrammes pour la pompe à chaleur solaire [45] et celui présenté par Ducoulombier et al. [65] sont illustrés sur la Figure 1.11. Sur la Figure 1.11a, les flux d'exergie à l'entrée et à la sortie de chaque composant (capteur-

évaporateur, compresseur, condenseur et valve d'étranglement) sont représentés tandis que les irréversibilités, soit la différence entre ces deux flux, sont illustrées par des surfaces hachurées. Sur la Figure 1.11b, les termes d'énergie (chaleur à l'évaporateur  $Q_{evap}$ , travail au compresseur  $W$ ) sont donnés en abscisse tandis que les facteurs Carnot sont fournis en ordonnée ; les exergies consommées, utiles et détruites peuvent alors être identifiées.

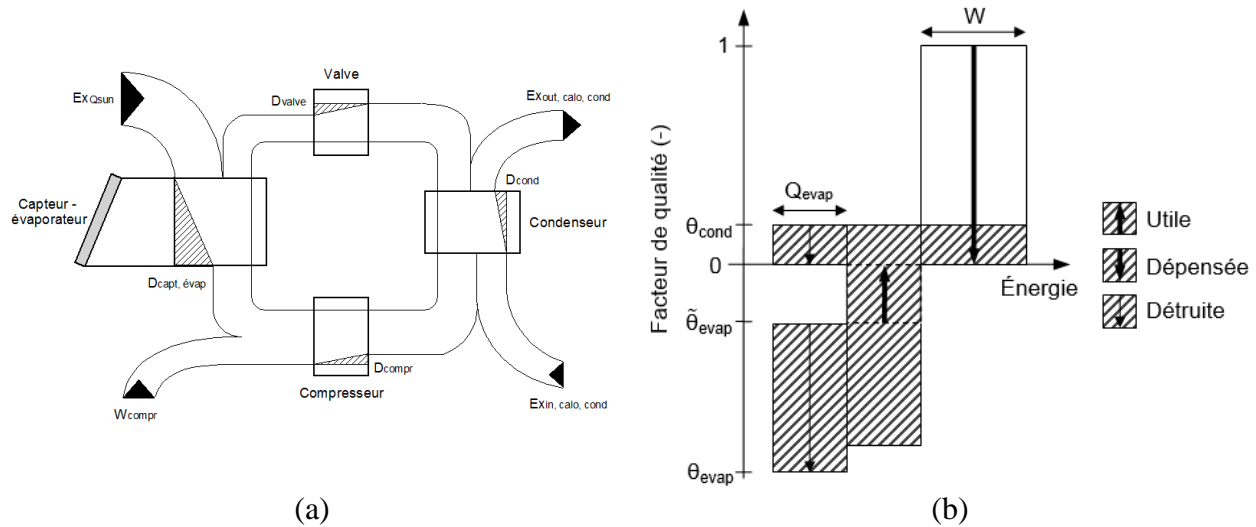


Figure 1.11 : (a) Diagramme de Grassman pour une pompe à chaleur [45] et (b) diagramme exergetique présenté par Ducoulombier et al. [65] pour un système frigorifique.

Cette représentation est similaire aux diagrammes d'utilisation de l'énergie (EUD) [73] où les niveaux d'énergie sont tracés en fonction des variations d'enthalpie ou de chaleur. Ishida & Ji [73] ont appliqué cette représentation à des systèmes d'absorption à simple étage tandis que Jin et al. [74] l'ont utilisée pour des cycles de turbines à air. Staine & Favrat [75] ont proposé un diagramme similaire, basé sur les facteurs Carnot, pour illustrer les pertes exergetiques dans les échangeurs de chaleur et les pompes à chaleur ; cette représentation a été appelée diagramme enthalpie – facteur Carnot par Le Goff et al. [76]. Dans le travail de Marmolejo-Correa & Gundersen [64], les facteurs Carnot ont été remplacés par des températures exergetiques, ce qui permet d'éliminer la non linéarité de  $\theta$  lorsque  $T$  est proche de  $T_0$  et que l'exergie est considérée toujours positive (valeur absolue).

Les différents outils présentés permettent d'évaluer et/ou d'illustrer les performances exergetiques d'un système donné et ainsi, de mettre en relief leurs imperfections. La gestion de ces imperfections dans celle de l'énergie est alors essentielle et, dans cette idée, Szargut [77] a proposé les règles pratiques suivantes pour mieux appréhender ces imperfections :

- Accepter les pertes exergetiques seulement si elles sont indispensables dans la réduction des dépenses économiques. Les pertes exergetiques sans justification économique devraient être considérées comme le résultat d'une erreur d'ingénierie.
- Ne pas utiliser de forces motrices thermodynamiques ni trop grandes, ni trop petites.
- Minimiser le mélange de flux ayant des températures, pressions ou compositions chimiques différentes.
- Ne pas jeter de la chaleur à haute température vers l'air ambiant ou l'eau froide et ne pas chauffer les courants froids avec des courants chauds ou de l'eau chaude.
- Tous les processus (échangeurs) à contre-courant sont généralement thermodynamiquement plus efficaces que ceux en parallèle (co-courant).
- Lors de la sélection de courants pour un échangeur de chaleur, essayer de faire correspondre les écoulements où la température finale de l'un est proche de celle initiale de l'autre.
- Les chaleurs massiques des différents caloporteurs échangeant de la chaleur devraient être proches. Si de grandes différences apparaissent, considérer le partage du courant avec la chaleur massique la plus élevée entre deux ou plusieurs échangeurs, chauffés (ou refroidis) avec des caloporteurs additionnels.
- Minimiser l'utilisation de fluide caloporteur intermédiaire lorsque de la chaleur est échangée entre deux écoulements.
- Plus les pertes exergetiques dues au frottement hydraulique ou au transfert de chaleur irréversible sont grandes et moins la température du processus sera élevée. Il faut donc minimiser ces pertes plus particulièrement lorsque les processus se produisent à une température inférieure à l'air ambiant.
- Minimiser l'étranglement de la vapeur ou d'autres gaz.



- Ventilateurs et compresseurs devraient être placés dans la partie la plus froide d'un procédé.
- Éliminer les pertes diverses dans les conduites, valves et chambres de combustion.
- Garder en mémoire que dans les systèmes fonctionnant avec les énergies chimiques, nucléaires ou mécaniques, le rejet de chaleur vers l'environnement dans les condenseurs de turbines, réfrigérateurs, etc., est le reflet des irréversibilités de la centrale.
- Éviter la compression de la vapeur qui a déjà été détendue.
- Essayer, lors de la réduction de certaines pertes exergetiques, de ne pas en augmenter d'autres.
- Éviter l'allongement de la chaîne de processus thermodynamiques.
- Essayer d'insérer les procédés de cogénération couplant simultanément deux ou plusieurs effets utiles.
- Considérer l'influence des changements proposés sur la gestion de l'énergie et les pertes exergetiques d'autres systèmes en lien avec celui étudié.
- Se souvenir que le coût de l'exergie augmente le long de la chaîne de procédés.
- Essayer de réduire les pertes exergetiques là où elles sont les plus importantes et les plus chères.

De ces règles, l'aspect économique apparaît intimement lié à la notion d'exergie et plus particulièrement aux pertes exergetiques. En effet, pour le cas d'un échangeur de chaleur, la destruction d'exergie est liée à la perte du potentiel de la chaleur lors du transfert de chaleur. Ainsi, pour transférer une même quantité d'énergie, augmenter la surface d'échange permet de diminuer la différence de températures entre les deux fluides et ainsi, les irréversibilités. Cette réduction n'est possible qu'en augmentant les dimensions de l'échangeur de chaleur, autrement dit son coût. L'évaluation économique semble alors essentielle dans l'optimisation des systèmes énergétiques et rend compte de la dimension de l'équipement utilisé. Elle est étudiée dans la section suivante.

### 1.3 Évaluation économique

L'évaluation, énergétique ou exergetique, de l'équipement proposé pour répondre à la demande énergétique des bâtiments fait généralement intervenir, tôt ou tard, l'aspect économique. Il est clair que ces données sont en perpétuel changement et fluctuent d'un lieu d'étude à un autre ; elles peuvent ainsi clairement modifier la viabilité (économique) de certains systèmes et empêcher le développement de certaines technologies. Dans le cadre de l'étude d'un bâtiment à Montréal (Québec), c'est le contexte québécois qui a été retenu. Du fait de sa très forte quantité d'hydro-électricité et du faible coût de l'électricité qui en découle, il est clairement défavorable à l'expansion des technologies basées sur les énergies renouvelables. Toutefois, l'impact environnemental des technologies utilisant les énergies fossiles ne risque pas de diminuer et une augmentation, plus ou moins importante et à plus ou moins court terme, risque de rendre ces unités de plus en plus avantageuses économiquement.

Miser sur les énergies renouvelables revient à investir dans les systèmes installés pour économiser dans le futur grâce à une réduction de la consommation énergétique (analyse généralement sur 20 ans, ou plus) ; les coûts futurs doivent alors être anticipés. Duffie & Beckman [78] ont résumé la méthode généralement utilisée pour estimer les différents coûts ; elle est basée sur le fait qu'un dollar aujourd'hui vaut plus qu'un dollar demain car il aurait pu être placé au taux d'intérêt du marché. Si  $d$  est le taux d'intérêt du marché, la valeur actuelle  $PW$  (« *Present Worth* ») d'un dollar à l'année  $N$  est égale à :

$$PW = \frac{1}{(1 + d)^N} \quad (1.16)$$

Ainsi, 1.00 \$ à l'année 0 équivaut à 0.96 \$ à l'année 1 pour un taux d'intérêt de 4%. Les coûts sont également dépendants de l'inflation (ou la déflation)  $i$ , ce qui modifie la valeur des coûts  $C_N$  à l'année  $N$ , c'est-à-dire :

$$C_N = C(1 + i)^{N-1} \quad (1.17)$$

où  $C$  est le coût à la fin de la première période. Cette relation peut être utile lorsque des dépenses sont nécessaires durant l'opération des systèmes (réparation, entretien, etc.). La valeur actualisée

(ramenée à la première année)  $PW_N$  nette d'un coût  $C$ , à l'année  $N$ , soumis à l'inflation est alors déterminée avec l'équation suivante :

$$PW_N(C) = C \frac{(1+i)^{N-1}}{(1+d)^N} \quad (1.18)$$

Par conséquent, le facteur d'actualisation  $PWF$  (« *Present Worth Factor* ») caractérisant la somme des valeurs actuelles pour les  $N$  périodes futures est calculé comme suit :

$$PWF(N, i, d) = \sum_{j=1}^N \frac{(1+i)^{N-1}}{(1+d)^N} = \begin{cases} \frac{1}{d-i} \left[ 1 - \left( \frac{1+i}{1+d} \right)^N \right] & \text{si } i \neq d \\ \frac{N}{N+1} & \text{si } i = d \end{cases} \quad (1.19)$$

Dans l'étude présentée, cette équation sera utilisée pour évaluer le coût de l'énergie lors des analyses économiques. Le prix de l'électricité au Québec est de 0.0751 \$/kWh [79] pour les bâtiments résidentiels et un taux d'intérêt du marché de 5% pour l'électricité a été considéré [80]. Aucun coût lié à l'entretien ou la réparation n'a été pris en compte ; connaître le taux d'inflation n'est donc pas nécessaire. Dans ce travail de recherche, les analyses économiques vont être effectuées sur une période de 20 ans et seul le coût total d'un scénario sera évalué. De plus, afin de garder les évaluations les plus indépendantes possibles du contexte économique, aucun montage financier (investissement, prêt, taux d'intérêt, prix de rachat de l'électricité) n'a été considéré. Par conséquent, le coût total est calculé comme la somme des coûts associés à l'équipement (achat d'unité et des composants additionnels, coût d'installation) et à la consommation d'énergie :

$$C_T = C_{\text{équipement}} + C_{\text{énergie}} \quad (1.20)$$

Finalement, les données économiques (coût de l'énergie, coût de l'équipement) varient d'année en année et de compagnie en compagnie, tout particulièrement pour les unités basées sur l'énergie solaire dont les prix ont chuté drastiquement ces dernières années. Ainsi, les données économiques ont été collectées et compilées à partir de plusieurs sources, généralement des en-

trepreneurs locaux (ecomfort, SunMaxxSolar™<sup>2</sup>, wholesalesolar, Matrix Energy®<sup>3</sup>, Solaire Design®<sup>4</sup>, ClickAir®<sup>5</sup>, NouvelAir®<sup>6</sup>, AirTechni®<sup>7</sup>, EcocityGroup®<sup>8</sup>, Sears®<sup>9</sup>). L'ensemble des données économiques est fourni à l'Annexe 1.

Les aspects exergetique et économique ayant été présentés, la section suivante évoque les différentes approches suivies pour évaluer les systèmes ; les critères d'évaluation (énergétique, exergetique, économique, environnemental) y sont décrits.

## 1.4 Critères d'évaluation des performances

Les performances peuvent être évaluées selon plusieurs critères. L'aspect énergétique à travers la réduction de la consommation des énergies primaires est une possibilité tandis que le concept d'exergie permet d'ajouter l'aspect qualitatif et d'en décrire la bonne utilisation. L'aspect économique a une part importante dans le choix des systèmes et peut être le critère de sélection principal (prix total par exemple). Finalement, le critère environnemental peut également intervenir, il se caractérise généralement par une diminution des émissions de gaz à effet de serre. De manière générale, les évaluations énergétique et économique représentent la majorité des études.

À travers l'analyse d'un système PV/T, Coventry & Lovegrove [81] ont comparé la valeur de l'électricité et de la chaleur en analysant les différents critères d'évaluation mentionnés ci-dessus. Ils ont exprimé leur résultats sous la forme d'un rapport du type « valeur de l'électricité / valeur de la chaleur ». Celui-ci met en relief la différence d'importance accordée à l'électricité vis-à-vis de la chaleur, il est ainsi aisé d'en déduire l'impact sur les résultats des analyses et du choix de

---

<sup>2</sup> Marque de commerce de SunMaxx Solar

<sup>3</sup> Marque de commerce de Matrix Energy Inc.

<sup>4</sup> Marque de commerce de Solar Design

<sup>5</sup> Marque de commerce de Click-Air Climatisation Inc.

<sup>6</sup> Marque de commerce de Climatisation Nouvel Air

<sup>7</sup> Marque de commerce d'AirTechni

<sup>8</sup> Marque de commerce de L&L Ecocity Group Inc.

<sup>9</sup> Marque de commerce de Sears

l'équipement énergétique. Tout d'abord, Coventry & Lovegrove [81] ont estimé la valeur de l'énergie convertie par un module photovoltaïque/thermique où à la fois électricité et chaleur, énergies de qualité différente, sont générées simultanément. D'un point de vue énergétique, l'efficacité d'un système hybride peut être définie comme la somme des rendements thermique ( $\eta_{th}$ ) et électrique ( $\eta_{elec}$ ) [82-83] (une unité de chaleur est équivalente à une unité d'électricité) mais elle ne tient pas compte de la valeur de l'énergie. Une autre formulation de l'efficacité énergétique a ainsi été présentée pour souligner la qualité de l'électricité sans pour autant effectuer une analyse exergétique [84] :

$$\eta_{total} = \eta_{th} + \eta_{elec}/\eta_p \quad (1.21)$$

où  $\eta_{total}$  est le rendement total et  $\eta_p$  le rendement d'une centrale au charbon, soit 0.38. La valeur de cette efficacité est généralement inférieure à 1.00 [35] ; toutefois, cette limite peut être dépassée avec par exemple une efficacité de 1.05 obtenue à partir d'un rendement thermique de 0.55 et électrique de 0.19. Ces deux efficacités, ajoutées au concept d'exergie, correspondent aux critères thermodynamiques proposés par Coventry & Lovegrove [81]. D'un point de vue économique, l'approche classique, présentée à la Section 1.3, se base sur le coût en dollars de l'énergie, qu'elle soit thermique ou électrique (Équation 1.20). Une approche plus propice aux énergies renouvelables peut être suivie en tenant compte des mesures politiques pour les promouvoir (ou dissuader l'usage des énergies fossiles) et des conséquences économiques qui en découlent [81]. Finalement, l'évaluation environnementale se base sur la réduction des gaz à effet de serre. En considérant que les émissions associées à l'utilisation de l'énergie solaire sont nulles, la manière la plus simple est de comparer les émissions évitées grâce aux installations de panneaux photovoltaïques et de capteurs solaires par rapport aux systèmes conventionnels. Toutefois, les émissions associées à l'analyse du cycle de vie au complet permet d'avoir une vue plus globale des gains environnementaux associés à chaque unité (panneau photovoltaïques, capteurs solaires). Les rapports obtenus pour les différentes approches sont illustrés sur la Figure 1.12. La large gamme de valeurs obtenue (1 jusqu'à 17) souligne l'importance du critère d'évaluation des performances et de ses répercussions sur les résultats d'optimisation de l'équipement.

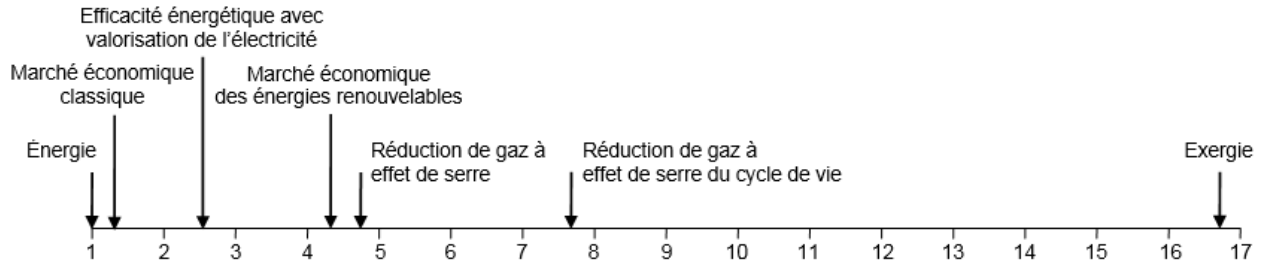


Figure 1.12 : Résumé des définitions du rapport électrique/thermique présenté par Coventry & Lovegrove [81].

Plusieurs études essaient de tenir compte de l'ensemble de ces critères. Entre autres, Keçebas [85] a évalué les systèmes géothermiques tandis que Tolga Balta [86] et Abusoglu & Sedeeq [87] ont analysé plusieurs unités de chauffage (chaudières et pompes à chaleur). Gong & Wall [24] ont également analysé ce type de méthodes et indicateurs et ont introduit la notion de cycle de vie exergétique. D'après eux, l'exergie est un indicateur écologique approprié et des efforts devraient être effectués dans cette voie. Wall [88] a même proposé une taxe exergétique pour améliorer l'utilisation des ressources énergétiques et diminuer la destruction exergétique environnementale. Dans cet optique exergétique, El shenawy & Zmeureanu [89] ont également proposé un index exergétique pour évaluer la durabilité des bâtiments mettant en jeu la destruction d'exergie, liée à la construction et à l'opération du bâtiment, et l'exergie solaire qui aurait pu être récupérée sur la surface occupée par le bâtiment.

Les analyses exergo-économiques permettent d'évaluer simultanément et de comparer les performances exergétiques et économiques de l'équipement. L'approche SPECO associe un coût à chaque flux d'exergie [90]. Cette méthode a été appliquée à plusieurs systèmes énergétiques (cycles à la biomasse, au gaz naturel et cycles combinés) par Bagdanavicius et al. [91]. Elle a également été utilisée dans le cadre de l'optimisation du cycle d'une centrale solaire [92]. D'un autre côté, Rosen & Dincer [93-94] ont introduit un nouveau paramètre, le rapport  $R$  des pertes thermodynamiques et du coût en capital et l'ont appliqué aux concepts énergétique ( $R_{en}$ ) et exergétique ( $R_{ex}$ ). De tels paramètres permettent d'afficher clairement le lien entre les aspects énergétique et économique, et exergétique et économique :

$$R_{en} = \frac{E_p}{C_T} \quad (1.22)$$

$$R_{ex} = \frac{D_{tot}}{C_T} \quad (1.23)$$

où  $E_p$ ,  $D_{tot}$  et  $C_T$  correspondent respectivement aux pertes thermodynamiques, aux irréversibilités et au coût total. Ces rapports proposés par Rosen & Dincer [93-94] reflètent donc un compromis entre coût et efficacité des systèmes où les pertes sont généralement réduites en augmentant l'investissement. D'où les deux observations suivantes : a) l'exergie entrante est détruite si aucun investissement est effectué (ensoleillement perdu si aucun capteur solaire ou module PV n'est installé) et b) les performances tendent vers le système idéal (aucune perte) lorsque un investissement conséquent est réalisé [93]. Un équilibre, illustré à la Figure 1.13, peut alors être atteint entre pertes exergétiques et coût en capital dans les systèmes réels. L'évaluation peut alors être effectuée en connaissant la valeur optimale  $R_{ex}^*$ .

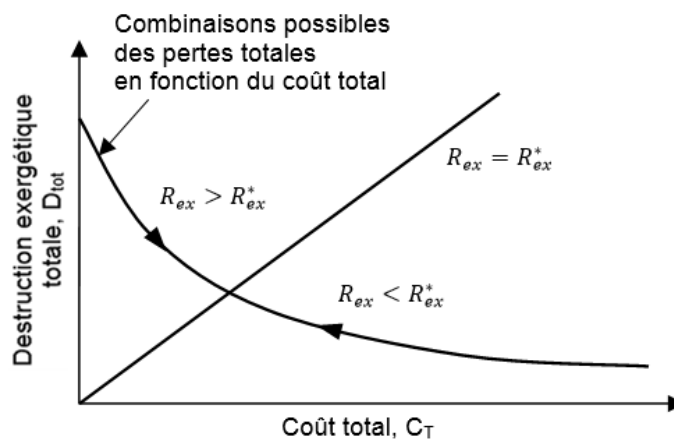


Figure 1.13 : Analyse théorique des pertes exergétiques en fonction de l'investissement [93].

Des valeurs de ces deux rapports ont été calculées pour comparer des panneaux PV et des systèmes hybrides PV/T [95] tandis qu'une telle approche a également été appliquée aux pompes à chaleur géothermiques [96]. Ozgener et al. [96] ont analysé la valeur de  $R_{ex}$ , calculée à partir des pertes totales (composants des pompes à chaleur, échangeur géothermique, pompes de circulation), en fonction de la température de l'environnement de référence et ont obtenu que le rapport décroît linéairement, ce qui leur permet de prédire le rapport pour différentes valeurs de réf-

rence. Pour un même type de système, l'impact de la température de référence mais aussi des quantités d'énergie échangées et des débits d'opération sur les rapports  $R_{en}$  et  $R_{ex}$  a également été évaluée [97] ; des approximations exponentielles et polynomiales ont ainsi pu être exprimées. Finalement, l'influence de ces paramètres respectivement sur les efficacités énergétique et exergetique a été évaluée par Ozgener & Ozgener [98] : les rendements diminuent quasi linéairement avec les rapports.

L'exergie tient compte de la qualité de l'énergie et caractérise donc la bonne utilisation de l'énergie et le gaspillage énergétique. C'est le critère qui a été retenu dans le cadre de cette thèse pour évaluer les systèmes. Les performances des unités individuelles et des différents arrangements de l'équipement sont présentées dans la section suivante.

## **1.5 Performance des systèmes énergétiques**

Combiner plusieurs systèmes met en relief la notion de performances et d'efficacité des unités. Même si les restrictions budgétaires limitent généralement les dimensions de l'équipement, l'idée est alors de faire fonctionner les unités aux conditions d'opération où elles sont les plus performantes afin d'augmenter l'efficacité totale d'un arrangement. L'évaluation des performances, qu'elles soient énergétiques ou exergetiques, des systèmes individuels est alors nécessaire afin d'identifier ces zones d'opération. Elle permet également d'avoir une idée du couplage possible entre les unités. L'exergie étant une notion plus complète que l'énergie et plus représentative de l'impact environnemental [24], les performances, principalement exergetiques, ont été analysées pour les différentes unités étudiées à la Section 1.1 : panneaux photovoltaïques et capteurs solaires, pompes à chaleur et réservoirs de stockage. Leurs arrangements sont également analysés dans cette section.

### **1.5.1 Panneaux photovoltaïques et capteurs solaires**

Le rayonnement solaire peut être converti sous deux formes d'énergie : l'électricité et la chaleur. Il est alors nécessaire de connaître de manière précise les processus de conversion d'énergie, et les irréversibilités qui y sont liées. Comme il a déjà été mentionné, une pile photovoltaïque met à profit l'effet du même nom et collecte les électrons libérés après interaction avec le rayonnement solaire, avant que les mécanismes de recombinaison des paires électron-trou se produisent. Ainsi, elle peut être représentée électriquement par une source de courant (le photocourant) associée à la



génération de paires électron-trou et donc l'ensoleillement, tandis qu'un courant de recombinaison rend compte de la diffusion à travers la jonction PN, modélisée électriquement par une diode. Des résistances (série, parallèle) peuvent être ajoutées pour modéliser les différentes pertes.

Trois circuits électriques équivalents sont généralement utilisés pour modéliser les panneaux photovoltaïques avec différentes précisions ; ils sont illustrés à la Figure 1.14. Le premier modèle, à simple diode, est le plus simple et correspond à une pile photovoltaïque idéale, soit sans résistance. Les deuxième et troisième circuits tiennent compte des pertes dues à la fabrication et à l'opération de ces dispositifs (résistances série et parallèle) ; ce sont les modèles à simple et double diode. Ce dernier permet de représenter de manière plus précise les mécanismes de diffusion-recombinaison. Ces trois circuits peuvent être modélisés par leur équation caractéristique respective.

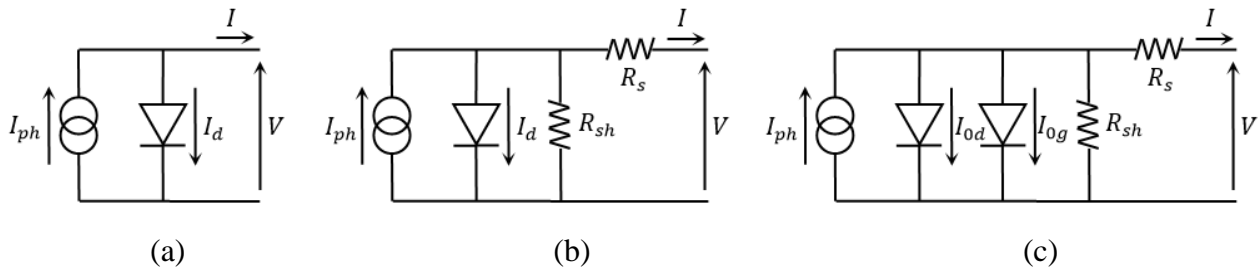


Figure 1.14 : Circuits électriques pour : (a) le modèle à simple diode idéal, (b) le modèle à simple diode avec résistances et (c) le modèle à double diode avec résistances.

L'équation caractéristique pour la photopile idéale, c'est-à-dire sans résistance, est donnée par la relation suivante [25] :

$$I = I_{ph} - I_0 \left[ \exp \left( \frac{qV}{nN_s k_B T_c} \right) - 1 \right] \quad (1.24)$$

où  $I_{ph}$  est le photocourant,  $I_0$  est le courant de saturation (ou d'obscurité),  $q$  est la valeur absolue de la charge d'un électron ( $-1.60217646 \times 10^{-19} \text{C}$ ),  $n$  représente le facteur de qualité de la diode,  $N_s$  est le nombre de cellules connectées en série,  $k_B = 1.3806503 \times 10^{-23} \text{J/K}$  est la constante de Boltzmann et  $T_c$  est la température de la jonction PN, généralement assez proche de celle de la

pile [99]. À noter que lorsque plusieurs cellules sont connectées en parallèle, les valeurs de  $I_{ph}$  et  $I_0$  sont directement affectées ; le courant total est alors le produit du courant généré par chaque cellule. De plus, le second terme du membre de droite de l'Équation (1.24) correspond à l'expression de Shockley et représente le courant de recombinaison  $I_d$ . D'après cette même équation, il apparaît clairement que la performance générale d'une pile PV est grandement dépendante de deux facteurs principaux : la température de la jonction et l'ensoleillement.

Le modèle à simple diode ne tient pas compte des résistances internes au dispositif ; ces résistances, en série ( $R_s$ ) et en parallèle ( $R_{sh}$ ), caractérisent les pertes relatives aux connexions des cellules pour former les modules et pour connecter les modules entre eux [99] ; ils affectent alors l'équation caractéristique I-V qui devient :

$$I = I_{ph} - I_0 \left[ \exp \left( \frac{q(V + IR_s)}{nN_s k_B T_c} \right) - 1 \right] - \frac{V + IR_s}{R_{sh}} \quad (1.25)$$

En comparant les Équations (1.24) et (1.25), il est clair que la résistance en série affecte la tension tandis que la résistance en parallèle réduit le courant électrique disponible. Finalement, le courant de saturation résulte de la superposition linéaire des phénomènes de diffusion et recombinaison dans la zone de charge d'espace [100]. Ainsi, deux termes de Shockley peuvent être différenciés. L'équation caractéristique devient alors :

$$I = I_{ph} - \left\{ I_{0d} \left[ \exp \left( \frac{q(V + IR_s)}{N_s k_B T_c} \right) - 1 \right] + I_{0g} \left[ \exp \left( \frac{q(V + IR_s)}{2N_s k_B T_c} \right) - 1 \right] \right\} - \frac{V + IR_s}{R_{sh}} \quad (1.26)$$

où  $I_{0d}$  est la contribution de la diffusion de charge tandis que  $I_{0g}$  correspond aux recombinaisons dans la zone de charge d'espace (jonction PN) [100]. Les termes de résistances rendent compte respectivement des résistances de structure et des fuites de courant au niveau de la jonction, ce qui affecte respectivement la région source de tension et la région source de courant [99]. Ces résistances ne sont pas fournies par les manufacturiers et doivent être estimées de manière numérique [99] ; elles peuvent être négligées dans certains cas [101-102]. Le facteur de qualité  $n$  utilisé pour exprimer le courant de recombinaison est un paramètre d'ajustement pour tenir compte d'une déviation par rapport au modèle idéal ( $n=1$ ). Une valeur de 2 correspond à la superposition

des mécanismes de diffusion et recombinaison tandis que des valeurs supérieures peuvent être obtenues pour des multi-recombinaisons [103]. Finalement, le courant de saturation  $I_0$  dépend des propriétés intrinsèques des semi-conducteurs (coefficient de diffusion des électrons, durée de vie et densité des porteurs) [99,104]. Les effets de ces trois paramètres ont été étudiés, entre autres, par Kim & Choi [104].

La courbe caractéristique  $I$ - $V$ , soit l'évolution du courant en fonction de la tension, permet de décrire le comportement d'une telle unité. Celle de la pile PV définie par l'Équation (1.24) est représentée à la Figure 1.15. En pratique, les cellules photovoltaïques sont généralement caractérisées par trois points clés. Ils correspondent aux points d'opération suivants : le point de court-circuit où  $V=0$  et  $I=I_{cc}$ , le point de circuit ouvert où  $V=V_{co}$  et  $I=0$  et le point de puissance maximum (PPM) où  $V=V_m$  et  $I=I_m$ . Ce dernier cas représente les conditions d'opération qui permettent de récupérer le maximum de la puissance électrique et qui coïncident généralement avec le travail obtenu du module. Elles sont déterminées en dérivant la puissance électrique ( $\dot{W}=I.V$ ) par rapport à la tension, soit  $d\dot{W}/dV=0$ . Ces différents points sont illustrés à la Figure 1.15. Il apparaît clairement qu'une cellule PV a un comportement hybride et agit comme une source de courant près du point de court-circuit et comme une source de tension près du point de circuit ouvert. Le point de fonctionnement maximum correspond ainsi au compromis entre ces deux comportements.

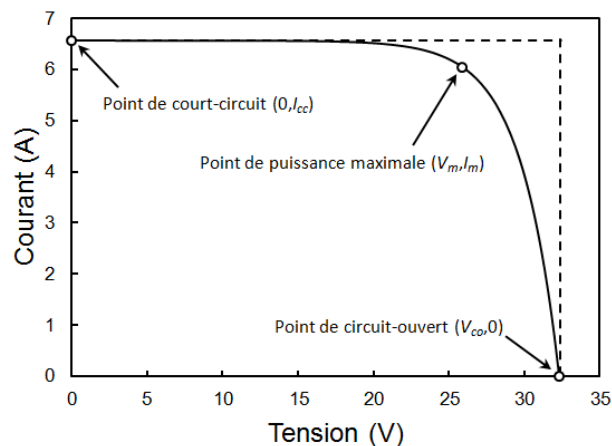


Figure 1.15 : Courbe caractéristique  $I$ - $V$  d'une cellule photovoltaïque modélisée avec le modèle à simple diode sans résistance.

En général, les tensions et courants de ces trois points caractéristiques sont déterminés par les manufacturiers sous deux types de conditions : a) les conditions standards (STC), soit un ensoleillement de  $1000 \text{ W/m}^2$ , une température de module de  $25^\circ\text{C}$  et un spectre AM1.5 et b) les conditions d'opération nominal (NOCT), soit un ensoleillement de  $800 \text{ W/m}^2$ , une température de  $45$  ou  $47^\circ\text{C}$  pour le module (selon les manufacturiers) et de  $20^\circ\text{C}$  pour l'ambient, une vitesse de vent de  $1 \text{ m/s}$  et un spectre AM1.5.

Comme il a déjà été mentionné, les performances sont grandement dépendantes de l'ensoleillement et de la température du module. Le rendement électrique réel du panneau photovoltaïque  $\eta_{PV}$  est défini comme suit :

$$\eta_{PV} = \frac{V_m I_m}{Q_{sun}} \quad (1.27)$$

Elles ont été tracées sur la Figure 1.16 pour le panneau KC200GT [99], représenté avec le modèle à une diode et à résistances (déterminées par Villalva et al. [99]). C'est la température qui affecte principalement le rendement des panneaux PV ; il est plus performant à basse température et à fort ensoleillement.

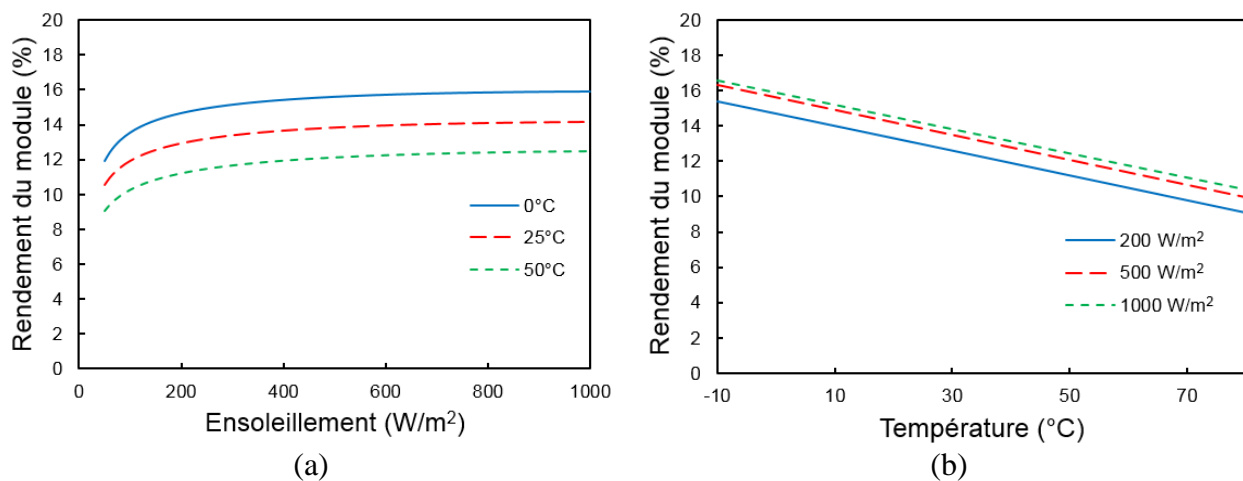


Figure 1.16 : Rendement du panneau KC200GT en fonction (a) de l'ensoleillement (à différentes températures) et (b) de la température (à différents ensoleillements).

Les résistances (série et parallèle) et le facteur de qualité de la diode sont généralement supposés constants et calculés aux conditions standards de référence (STC). Toutefois, Eikelboom & Rein- ders [105] ont stipulé que ces paramètres sont grandement affectés par l'ensoleillement ; la résistance parallèle décroît et la résistance série augmente avec l'ensoleillement. Ils ont étudié expérimentalement le changement de ces résistances lorsque le rayonnement variait de 100 jusqu'à 1000 W/m<sup>2</sup>. Pour quatre modules multi-cristallins, ils ont obtenu des valeurs entre 0 et 0.3  $\Omega$  (résistance série) et entre 600 et 300  $\Omega$  (résistance parallèle). Dans une étude similaire, Bätzner et al. [103] ont étudié expérimentalement les performances de cellules CdTe/CdS (tellurure de cadmium avec sulfure de cadmium) HVE (« High Vacuum Process ») en comparaison avec des cellules conventionnelles c-Si (Silicium cristallin) et GaAs (arséniure de gallium). Ils ont utilisé une cellule c-Si de 4 cm<sup>2</sup> avec des rayonnements de 2 à 600 W/m<sup>2</sup> et ont obtenus des résistances série et parallèle variant entre 0.25 à 1  $\Omega\text{cm}^2$  et 4000 à 300000  $\Omega\text{cm}^2$ , respectivement. Ils ont argumenté que la photoconductivité des cellules est la principale cause de la forte valeur de la résistance parallèle à faible ensoleillement. Ils ont également étudié le facteur de qualité de la diode pour des cellules c-Si ; une diminution de 1.6 à 1.1 a été observée pour des variations d'ensoleillement (2 à 600 W/m<sup>2</sup>). Il est clair que le choix de paramètres constants, déterminés à des conditions standards, doit aboutir à une sous-estimation des efficacités des cellules à faible niveaux d'ensoleillement [105].

À partir des Équations (1.25)-(1.26) et même de l'Équation (1.24), il est clair que des méthodes numériques doivent être utilisées pour calculer ces différents points, plus particulièrement pour le PPM. Plusieurs travaux ont été consacrés à l'estimation des performances (efficacité, travail obtenu, courant et tension des points caractéristiques) de ces systèmes à travers des approximations en fonction de la température de la cellule et de l'ensoleillement ; ils ont été résumé, entre autres, dans : Skoplaki & Palyvos [106]. Ces expressions sont généralement linéaires et basées sur des résultats expérimentaux [107-108] ou des données de manufacturiers [109] et peuvent également contenir des facteurs de correction [109-110]. Certains paramètres non fournis par les manufacturiers sont parfois nécessaires [108]. À noter que la plupart de ces travaux permettent d'obtenir des relations linéaires en température et ensoleillement qui requièrent des paramètres non disponibles dans les fiches techniques.

En ce qui concerne l'aspect exergétique, Sahin et al. [111] et Joshi et al. [112] ont proposé plusieurs modèles pour qualifier l'exergie (utile, détruite) et l'efficacité exergétique des panneaux

PV. Sahin et al. [111] ont tout d'abord considéré l'exergie totale d'un panneau PV comme la somme des contributions physiques (travail électrique, variations d'enthalpie et d'entropie du module) et chimiques (variations du potentiel chimique). Joshi et al. [112] ont, quant à eux, proposé deux approches basées sur les paramètres clés et la courbe caractéristique d'une part et sur l'énergie des photons d'autre part. Ainsi, pour ces deux études, l'exergie électrique utile est égale au travail obtenu, soit  $\dot{W}_{PV} = I_m \cdot V_m$ . Elle peut ainsi être calculée par un simple bilan énergétique ou à partir du rendement du panneau [35,82,113]. La destruction exergétique électrique a été définie par Joshi et al. [112] comme la différence entre le produit du courant en court-circuit et de la tension en circuit ouvert et le travail obtenu, soit  $I_{cc}V_{co} - I_m V_m$ . Finalement l'exergie totale du panneau diffère selon ces deux études (variation d'exergie, pertes de chaleur). Des rendements énergétiques et exergétiques respectivement entre 7 et 12% et entre 2 et 8% ont été obtenus dans l'étude de Sahin et al. [111] et entre 7.8 et 13.8% par Joshi et al. [112] pour l'aspect exergétique.

Pour les capteurs solaires et les applications thermiques du rayonnement solaire, le calcul de l'exergie de la chaleur récupérée est basé sur l'énergie captée selon le type de système utilisé [32,78] et le facteur Carnot associé à la température du capteur [112]. Une des applications les plus courantes est de faire fonctionner ce type d'équipement pour l'alimentation en eau chaude (eau chaude domestique, piscine) : Gunerhan & Hepbasli [114] ont évalué l'efficacité exergétique entre 2.0 et 3.4% tandis que Xiaowu & Ben [115] ont obtenu des valeurs entre 1 et 3%.

Comme il a déjà été mentionné, les performances des panneaux photovoltaïques sont grandement dépendantes de l'ensoleillement et de la température. En effet, plus l'ensoleillement est important et plus la température du module est basse, plus le travail électrique est important [99]. L'intérêt des systèmes hybrides est alors de récupérer une partie de l'énergie solaire sous forme de chaleur afin de garder une température du module assez basse et ainsi augmenter l'électricité générée du module tout en récupérant de la chaleur. Saitoh et al. [83] ont comparé les performances de tels systèmes avec les unités évaluées séparément. D'un point de vue de l'efficacité énergétique, le capteur est plus avantageux (46.2%) que le panneau (10.7%), le module hybride étant presque aussi bon que le capteur (42.6%). Le problème lié à une telle analyse est de ne pas considérer la qualité des énergies mises en jeu. Appliquant une analyse exergétique, ils ont trouvé la meilleure efficacité pour le système hybride, soit 13.3%, que pour l'unité électrique (11.2%) et thermique (4.4%). Des valeurs d'efficacités énergétiques thermiques (50-66%) et électriques (8-10%) ont été fournies par Zondag et al. [35] pour différents concepts.

Joshi et al [112] ont également étudié les performances des modules hybrides, ce qui a permis d'atteindre des efficacités de 11.3 à 16.0% au lieu de 7.8 à 13.8% pour le photovoltaïque seul. L'exergie de la chaleur récupérée doit alors être ajoutée à l'exergie totale. Elle augmente lorsque la température du module croît mais cette dernière cause également une diminution du travail électrique, ce qui se caractérise alors par un maximum de l'efficacité totale [113]. Les conceptions et possibilités étant multiples pour de tels systèmes, Charalambous et al. [33], Dubey et al. [34] et Zondag et al. [35] entre autres, ont étudié l'influence de la conception et de différents paramètres (vitrage, débit, absorbeur, caloporteur) sur leurs performances.

L'association d'un mur Trombe avec un panneau PV a également été analysée par le passé ; toutefois, l'aspect exergetique n'a pas encore été étudié à la connaissance de l'auteur. Un tel système présente l'avantage de diminuer les variations de température de la cellule [116] et dépend grandement du taux de remplissage du panneau PV par rapport au vitrage [36]. En effet, le vitrage du mur Trombe est remplacé par le module PV dans le système hybride ; par conséquent, le rayonnement solaire qui atteint le mur dépend de l'occupation de la partie PV. Jiang et al. [36] ont trouvé que plus le taux de remplissage est important, plus l'efficacité thermique diminue et plus l'efficacité totale, calculée avec l'Équation (1.21), augmente variant de 15 à 37% pour des rapports variant de 0.2 à 0.9. Une efficacité électrique de 14.7% a été obtenue par Jie et al. [116].

L'électricité obtenue par les panneaux photovoltaïques ou les systèmes hybrides peut satisfaire la demande électrique du bâtiment (appareils électroniques, électroménagers, éclairage) mais peut également permettre le fonctionnement de l'équipement énergétique dont les pompes à chaleur ; leurs performances sont présentées ci-dessous.

### **1.5.2 Les pompes à chaleur**

Une pompe à chaleur permet de rehausser la température d'une quantité de chaleur en consommant un travail électrique. Ainsi, le réfrigérant est chauffé à faible pression à l'évaporateur en refroidissant le fluide caloporteur. La pression du réfrigérant est ensuite haussée à l'aide d'un compresseur et de la chaleur est libérée au condenseur. La valve d'étranglement permet de faire chuter la pression sans qu'aucun travail utile ne soit généré. Les diagrammes thermodynamiques sont fournis à la Figure 1.17 où les pertes de charge ont été négligées ; les notations font références aux points illustrés à la Figure 1.6.

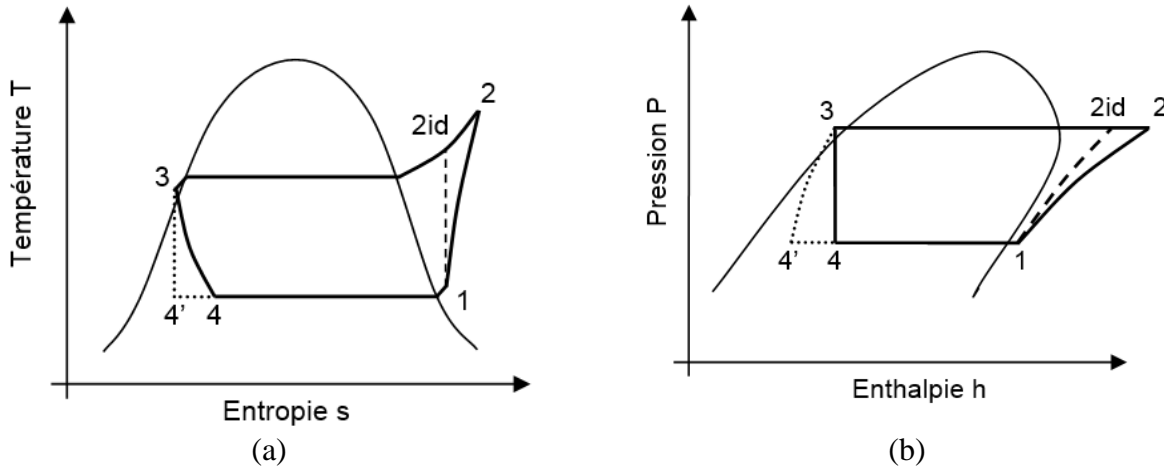


Figure 1.17 : Diagrammes (a)  $T$ - $s$  et (b)  $P$ - $h$  du cycle thermodynamique du réfrigérant de la pompe à chaleur.

En se basant sur les états du cycle thermodynamique de la Figure 1.17, les bilans d'énergie pour le compresseur, le condenseur, la valve d'expansion et l'évaporateur s'écrivent comme suit :

$$\dot{W}_{compr} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \quad (1.28)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{cond}(h_8 - h_7) \quad (1.29)$$

$$h_3 = h_4 \quad (1.30)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) = \dot{m}_{evap}(h_5 - h_6) \quad (1.31)$$

où  $h$  est l'enthalpie et  $\dot{m}_{ref}$  est le débit massique du réfrigérant.  $\dot{m}_{cond}$  et  $\dot{m}_{evap}$  correspondent aux débits massiques des caloporteurs au condenseur et à l'évaporateur, respectivement.  $\dot{W}_{compr}$ ,  $\dot{Q}_{cond}$ , et  $\dot{Q}_{evap}$  sont respectivement le travail du compresseur, la capacité du condenseur et la capacité de l'évaporateur de la pompe à chaleur. L'efficacité énergétique d'un tel système est caractérisée par le coefficient de performance ( $COP$ ) défini de la manière suivante :

$$COP = \dot{Q}_{utile} / \dot{W}_{compr} \quad (1.32)$$



où  $\dot{Q}_{utile}$  est la chaleur utile (puissance thermique), c'est-à-dire celle captée à l'évaporateur en mode climatisation ou celle libérée au condenseur en mode chauffage. Ce coefficient est supérieur à 1 et attire l'attention sur la valeur de l'efficacité énergétique lors de la comparaison d'énergies de qualité différente. En effet, la qualité de l'électricité n'est pas différenciée de celle de la chaleur et amène à une énergie utile plus importante que celle dépensée. Or, appliquer une analyse exergétique aux pompes à chaleur permet de tenir compte du facteur de qualité de la chaleur et d'obtenir en tout temps des valeurs inférieures à 1 pour l'efficacité. L'utilisation du terme d'efficacité a alors toujours du « sens » (efficacité inférieure à l'unité) lorsque l'évaluation est basée sur l'exergie.

Ainsi, le comportement des pompes à chaleur dépend principalement du réfrigérant sélectionné et des pressions d'opérations, de la surchauffe et du sous-refroidissement du réfrigérant, ainsi que du rendement isentropique du compresseur et des pertes de charges. Les performances énergétiques sont propres aux composants utilisés dans sa conception (échangeurs de chaleur, compresseur, etc.) et sont grandement dépendantes des conditions d'opération et principalement des températures d'opération. Les manufacturiers proposent des catalogues regroupant l'ensemble des informations ; que ce soit pour la pompe à chaleur ou pour le compresseur seul. Dans un catalogue de PàC, les performances sont données en fonction des températures du caloporteur à l'entrée de l'évaporateur ( $T_{in,evap}$ ) et du condenseur ( $T_{in,cond}$ ) tandis que pour un compresseur ce sont les températures d'évaporation ( $T_{evap}$ ) et de condensation ( $T_{cond}$ ) du fluide réfrigérant. Elles sont indiquées sur la Figure 1.18.

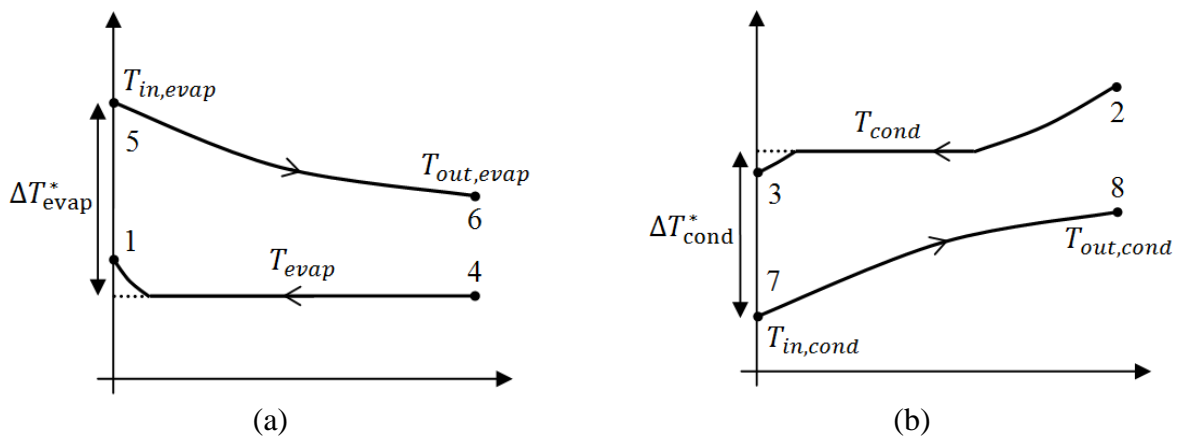


Figure 1.18 : Distribution des températures (a) à l'évaporateur et (b) au condenseur d'une pompe à chaleur pour des échangeurs à contrecourant.

Les performances de deux pompes à chaleur Trane®<sup>10</sup> [117], de type eau-eau (T1GW050, 4 Ton) et air-air (4WCY4048, 4 Ton), sont respectivement illustrées aux Figures 1.19 et 1.20 tandis que celles d'un compresseur Copeland™<sup>11</sup> [118] (ZP51K5E-PFV) sont fournies à la Figure 1.21.

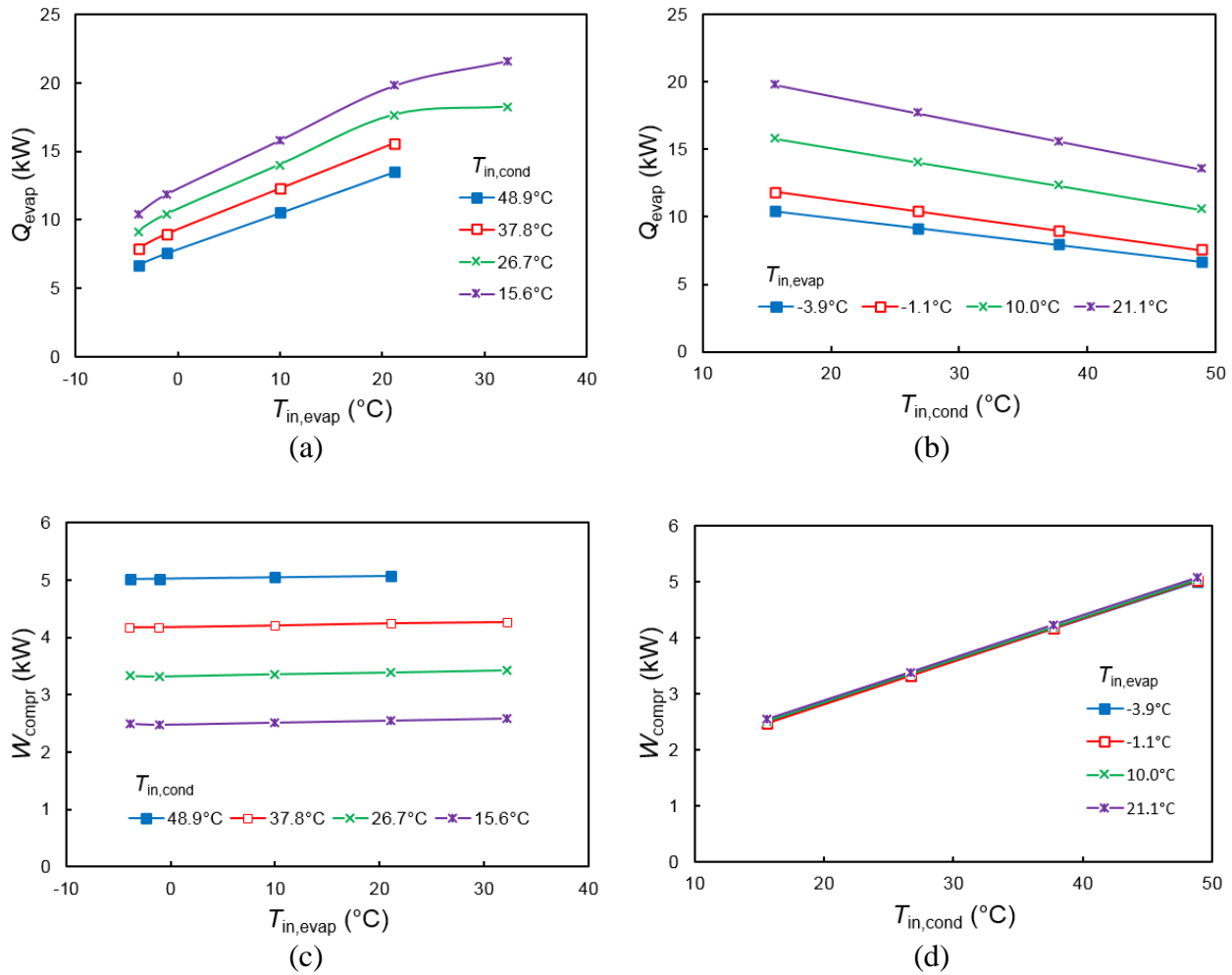


Figure 1.19 : Performances de la pompe à chaleur Trane®<sup>10</sup> eau-eau T1GW050 en mode chauffage.

<sup>10</sup> Marque de commerce d'Ingersoll Rand

<sup>11</sup> Marque de commerce d'Emerson Electric Co

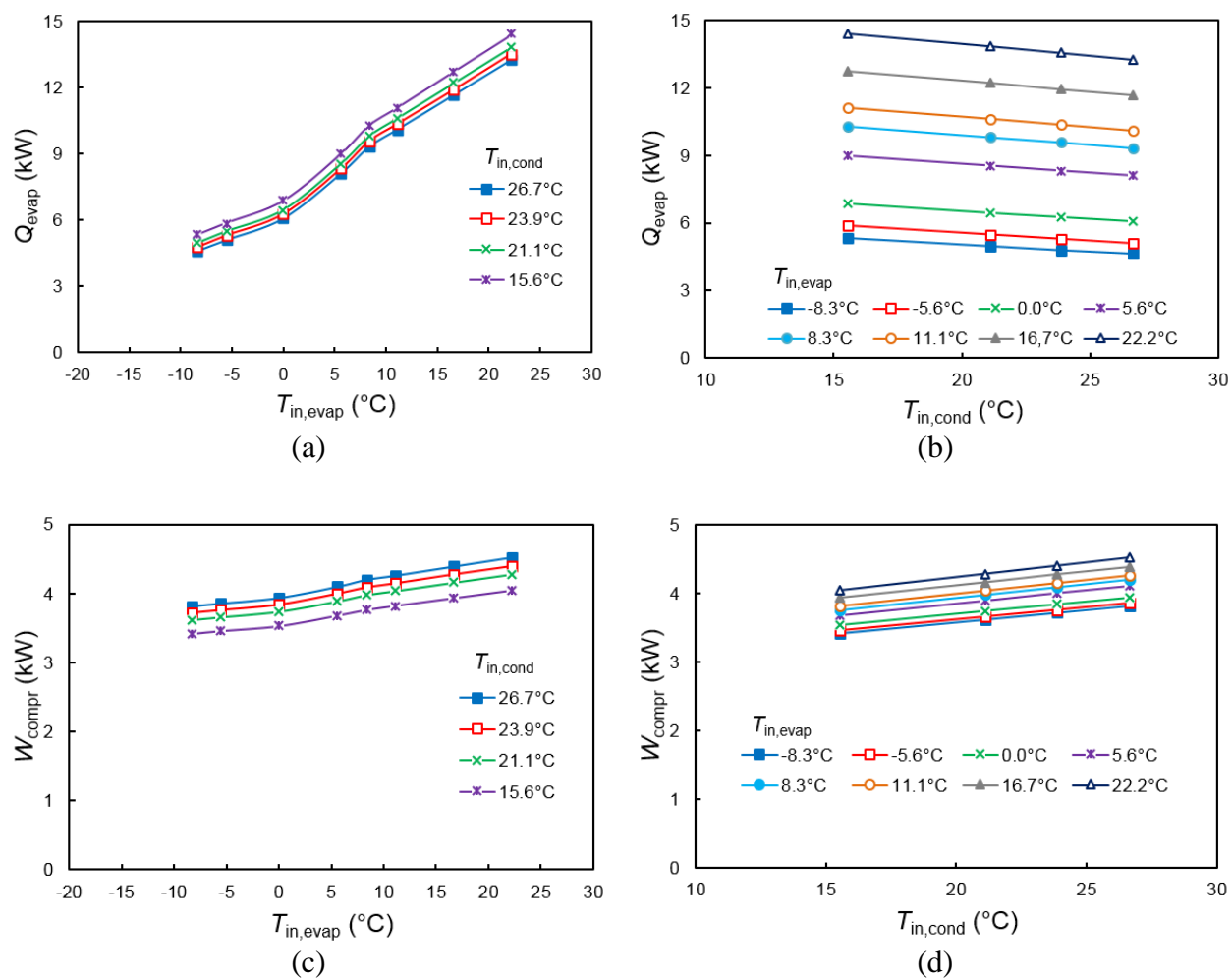


Figure 1.20 : Performances de la pompe à chaleur Trane®<sup>10</sup> air-air 4WCY4048 en mode chauffage.

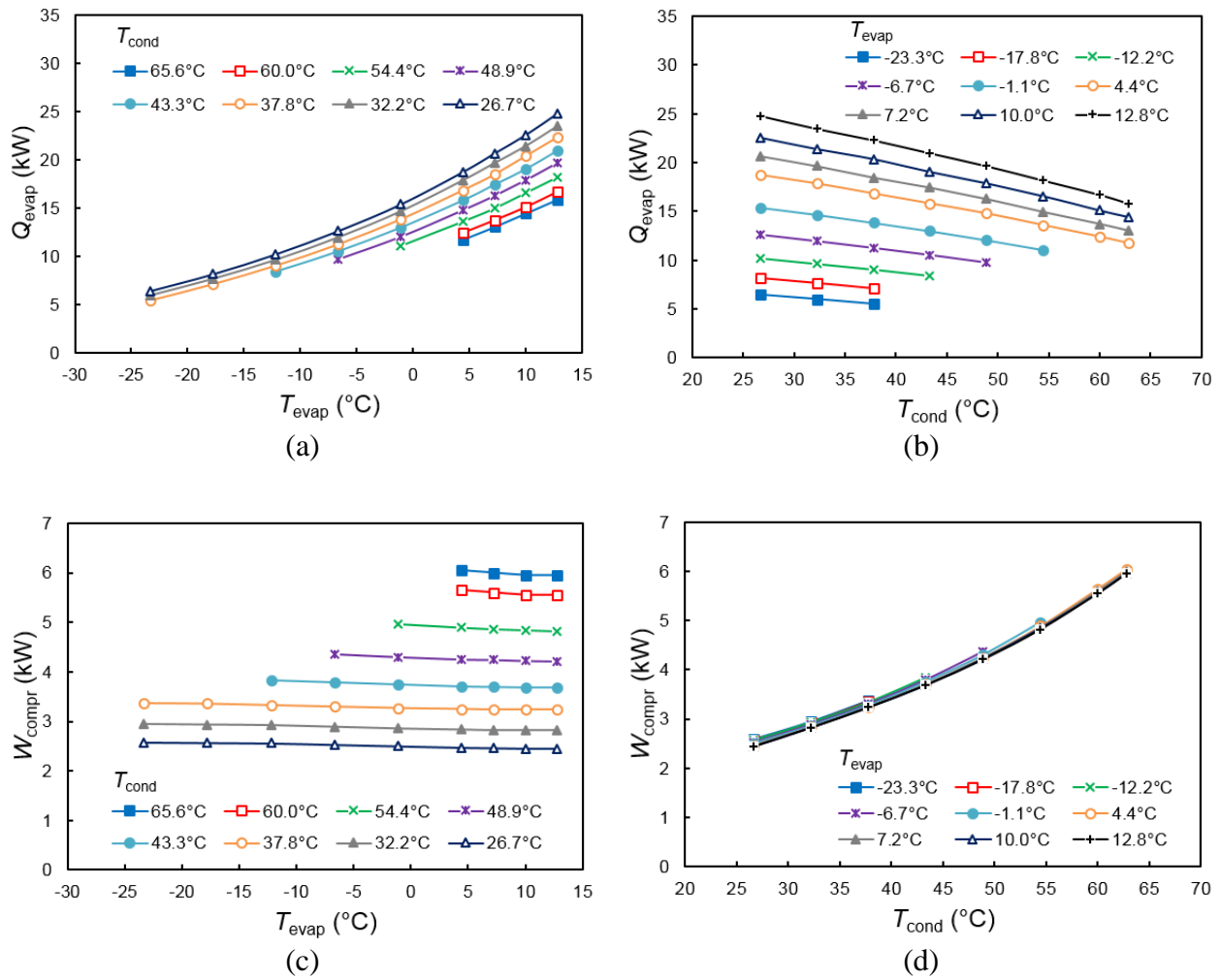


Figure 1.21 : Performances du compresseur Copeland<sup>TM11</sup> ZP51K5E-PFV.

En se basant sur ces trois figures, des approximations linéaires semblent être utilisables pour caractériser les performances des pompes à chaleur (capacité, travail au compresseur) avec une assez bonne précision. Cependant, ce n'est pas le cas des données de catalogue compresseur ; Stoecker & Jones [119] ont ainsi proposé les approximations suivantes :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{evap} = & a_{0Q} + a_{1Q}T_{evap} + a_{2Q}T_{evap}^2 + a_{3Q}T_{cond} + a_{4Q}T_{cond}^2 \\ & + a_{5Q}T_{evap}T_{cond} + a_{6Q}T_{evap}^2T_{cond} + a_{7Q}T_{evap}T_{cond}^2 + a_{8Q}T_{evap}^2T_{cond}^2 \end{aligned} \quad (1.33)$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{compr} = & a_{0W} + a_{1W}T_{evap} + a_{2W}T_{evap}^2 + a_{3W}T_{cond} + a_{4W}T_{cond}^2 \\ & + a_{5W}T_{evap}T_{cond} + a_{6W}T_{evap}^2T_{cond} + a_{7W}T_{evap}T_{cond}^2 + a_{8W}T_{evap}^2T_{cond}^2 \end{aligned} \quad (1.34)$$

où  $a_{iQ}$  et  $a_{0W}$  sont les coefficients déterminés en ajustant les courbes d'interpolation aux données de catalogue compresseur.

L'évaluation exergetique des pompes à chaleur est généralement basée sur les équations du cycle thermodynamique, soit les Équations (1.28)-(1.31), pour un concept spécifique plutôt que pour des unités existantes [39,41-42,46]. Les bilans d'exergie pour le compresseur, le condenseur, la valve d'étranglement et l'évaporateur s'écrivent de la manière suivante :

$$\dot{m}_{ref}Ex_1 + \dot{W}_{compr} \times 1 = \dot{m}_{ref}Ex_2 + \dot{D}_{compr} \quad (1.35)$$

$$\dot{m}_{ref}Ex_2 + \dot{m}_{cond}Ex_7 = \dot{m}_{ref}Ex_3 + \dot{m}_{cond}Ex_8 + \dot{D}_{cond} \quad (1.36)$$

$$\dot{m}_{ref}Ex_3 = \dot{m}_{ref}Ex_4 + \dot{D}_{valve} \quad (1.37)$$

$$\dot{m}_{ref}Ex_4 + \dot{m}_{evap}Ex_5 = \dot{m}_{ref}Ex_1 + \dot{m}_{evap}Ex_6 + \dot{D}_{evap} \quad (1.38)$$

où  $\dot{D}_{compr}$ ,  $\dot{D}_{cond}$ ,  $\dot{D}_{valve}$  et  $\dot{D}_{evap}$  sont les pertes exergetiques du compresseur, du condenseur, de la valve d'étranglement et de l'évaporateur, respectivement ; elles sont évaluées à partir de ces équations. Les irréversibilités requièrent alors le calcul des paramètres de conception et les propriétés du fluide réfrigérant. De la même manière que pour le  $COP$ , l'efficacité exergetique est définie comme suit :

$$\psi_{PàC} = \dot{Q}_{utile} \theta_{utile} / \dot{W}_{compr} \quad (1.39)$$

où  $\theta_{utile}$  est lié à l'effet utile (chaleur au condenseur ou à l'évaporateur). Comme pour le système photovoltaïque/thermique, cette température fait référence à celle du caloporteur si l'unité seule est considérée ou à celle de l'application finale si le scénario global est évalué.

Ozgener & Hepbasli [44] ont fait une revue de littérature complète des PàC basées sur l'énergie solaire et utilisées dans des applications distinctes (chauffage de l'eau et des locaux, de manière conventionnel et par expansion directe). Des  $COP$  entre 2.5 et 3.83 ont été obtenus avec de tels systèmes. Cervantes & Torres-Reyes [45], tout comme Torres-Reyes et al. [120], ont effectué une étude expérimentale de PàC solaire avec expansion directe du réfrigérant dans le capteur et ont ciblé la plus importante source d'irréversibilités dans le capteur-évaporateur. La température optimale de l'évaporateur limitant ces pertes et maximisant l'efficacité exergétique a également été déterminée. Toutefois, les études pratiques analysées de manière exergétique sont peu courantes comme le souligne Kara et al. [46] qui ont fait une revue des performances de ce type de configuration. Ils ont toutefois répertorié pour ce type de systèmes des  $COP$  généralement entre 2.0 et 3.0 mais pouvant chuter à 1.5 ou au contraire monter à 9.0 tandis que le rendement du capteur est compris entre 40 et 75%. Ils ont présenté une étude théorique pour calculer l'efficacité exergétique brute et les différents paramètres listés au Tableau 1.1 de chacun des composants, le capteur ayant alors un rendement exergétique de 23.8%. Un calcul rapide conduit à une efficacité brute du système au complet de 61.8%. La pompe à chaleur géothermique est une alternative à celle basée sur l'énergie solaire. Esen et al. [121] ont examiné deux PàC horizontales à deux profondeurs différentes (1 et 2 m) installées en Turquie en période de chauffage à une température de référence de 1°C. Ils ont trouvé que les meilleures performances sont obtenues pour le système le plus profond ( $COP$  de 2.8 et efficacité exergétique brute de 56.3% par rapport à 2.5 et 53.1% respectivement). Ils ont également localisé les principales sources d'irréversibilités dans l'évaporateur, le condenseur et le compresseur et analysé le choix de la température de référence, les performances étant meilleures avec de faibles valeurs. Ozgener & Hepbasli [122] ont effectué une étude similaire (installation à 2 m de profondeur, climat et environnement de référence identiques) et ont obtenu des  $COP$  de 3.12 pour l'unité de pompe à chaleur et 2.72 pour le système complet (PàC et circuit de distribution) et des efficacités exergétiques brutes en valeurs crêtes de

83.2 et 80.7% respectivement pour la PàC et le système dans son ensemble. Les irréversibilités les plus importantes ont également été situées dans le condenseur et l'évaporateur.

En plus des besoins en chauffage, la demande en climatisation a également été étudiée par Bi et al. [42] avec des références de 0°C en hiver et 31°C en été. Des efficacités exergétiques fonctionnelles de 10% en hiver et 7% en été ont été obtenues pour le système au complet tandis que la plus grande source d'irréversibilité a été ciblée dans le compresseur. Ils ont également mentionné que c'est l'échangeur géothermique qui est le moins performant exergétiquement et qu'il doit être amélioré en premier. Hepbasli & Akdemir [41] ont analysé le cas de la climatisation d'une salle de classe en Turquie avec une température de référence de 25°C à l'aide d'une PàC géothermique. Les pertes exergétiques les plus fortes ont été localisées dans le compresseur et le condenseur et une efficacité fonctionnelle de 2.9% a été estimée. Ce dernier système a été comparé à une autre unité géothermique [123], également installée en Turquie, où une efficacité de 4.6% a été déterminée. Hepbasli & Tolga Balta [124] ont examiné les performances d'une PàC géothermique, installée en Turquie, se servant non pas d'échangeurs classiques mais d'un réservoir d'eau. Ils sont arrivés à un *COP* de 2.4 pour des températures de condensation et d'évaporation respectivement de 50°C et 7.1°C. Pour une référence variant de 0 à 25°C, les efficacités exergétiques brutes pour la PàC et le système au complet sont comprises respectivement entre 77 et 73% et entre 63 et 52%. Les plus grandes irréversibilités de la PàC ont été localisées dans l'évaporateur de la pompe à chaleur. Dikici & Akbulut [39] ont comparé les différents types de PàC de manière théorique et expérimentale et ont obtenu les meilleures performances énergétiques pour l'unité solaire (*COP* de 2.95), suivie du système géothermique (*COP* de 2.44) et de celui utilisant l'air ambiant (*COP* de 2.22). À noter qu'ils ont également étudié les pertes exergétiques et ont localisé les principales irréversibilités dans le capteur solaire. Hepbasli & Kalinci [125] ont également fait une comparaison de ces systèmes dans le cadre du chauffage de l'eau domestique. Les *COP* des PàC géothermiques varient peu et sont compris entre 1.7 et 3.3 en chauffage et 2.5 et 3.2 en climatisation tandis que ceux des PàC utilisant l'air extérieur et l'énergie solaire ont une plus large gamme de valeurs, respectivement entre 1.7 et 6.0 et entre 2.0 et 5.7.

Contrairement aux unités solaires (thermique, photovoltaïque), la pompe à chaleur est constituée de quatre composants distincts (deux échangeurs, un compresseur, une valve d'étranglement) dont les comportements sont inter-reliés [119], ce qui rend le comportement de la PàC très com-

plexe à analyser [126]. Ainsi, l'étude de chaque composant, à travers la destruction exergetique, peut aider à quantifier les pertes et cibler les imperfections généralement rencontrées. Ces valeurs varient avec la taille de l'équipement (directement liée aux besoins énergétiques) et selon leur arrangement (géothermie, air ambiant, solaire, hybride, etc.) ; ils dépendent ainsi grandement de la sélection des composants (compresseur, échangeur de chaleur, etc.). Par conséquent, la gamme de valeurs des irréversibilités est large et les principales sources d'irréversibilités dépendent du cas étudié (climat, besoins, période d'étude, mode de fonctionnement), les comparaisons entre résultats et donc la sélection des meilleures unités, sont alors d'autant plus complexes. Dikici & Akbulut [39] ont examiné plusieurs configurations de pompes à chaleur impliquant la géothermie, le solaire, l'air ambiant et les combinaisons hybrides associées à ces différentes sources à des fins de chauffage. Pour la pompe à chaleur seule (Figure 1.6), ils ont obtenu les pertes les plus importantes dans l'évaporateur (27–62%) et le compresseur (17–50%). Par ailleurs, le condenseur couvre entre 5 et 27% des pertes totales tandis que les irréversibilités dans la valve d'étranglement varient de 6 à 41%. Kara et al. [46] ont étudié l'utilisation de l'expansion directe dans les systèmes basés sur le solaire (en mode chauffage) et ils ont trouvé les plus grandes pertes dans le compresseur (62%) tandis que le reste est équilibré entre les autres composants (entre 10 et 14%). Les besoins en climatisation ont été ajoutés à ceux en chauffage dans les études de Bi et al. [42] et Hepbasli & Akdemir [41]. Dans celle de Bi et al. [42], la principale source de pertes exergetiques est le compresseur (63% et 71% respectivement en chauffage et en climatisation). Ils ont également trouvé que les pertes dans l'échangeur de chaleur connecté au bâtiment dominait celles côté source (17 et 3% au condenseur et 4 et 12% à l'évaporateur, respectivement en mode chauffage et climatisation). Finalement, la valve correspond entre 9 et 23% des pertes totales en mode chauffage et climatisation, respectivement [42]. Contrairement à ces résultats, Hepbasli & Akdemir [41] ont obtenu les irréversibilités les plus importantes dans le condenseur (38%) pour les performances globales (chauffage et climatisation) de l'unité pompe à chaleur. De plus, le compresseur représente 22% de la destruction totale tandis que la valve d'expansion et l'évaporateur correspondent à 29 et 11%, respectivement. Ainsi, le compresseur semble être la principale source d'irréversibilités (jusqu'à 71% de la totalité) tandis que les pertes dans la valve d'étranglement représentent généralement entre 8 et 14% de la totalité. Le reste est partagé par les échangeurs de chaleur et dépend de la configuration du système.



Avec les pompes à chaleur, les principales unités de conversion de l'énergie utilisées dans les bâtiments (panneaux photovoltaïques, capteurs solaires et donc pompes à chaleur) ont été étudiés. Les énergies récupérées permettent rarement de satisfaire directement la demande et les réservoirs de stockage tiennent un rôle central dans l'équipement énergétique des bâtiments. Leurs performances font l'objet de la section suivante.

### 1.5.3 Le stockage d'énergie

L'énergie obtenue à partir des différents équipements présentés ci-dessus ne coïncide pas systématiquement avec la demande d'un bâtiment. Le stockage est alors nécessaire pour faire le lien avec la distribution. Comme il a déjà été mentionné, seul l'aspect thermique du stockage est étudié, principalement par chaleur sensible et chaleur latente. Koca et al. [127] ont étudié le stockage de l'énergie solaire (récupérée à l'aide d'un capteur plan à eau) dans un réservoir contenant un matériau à changement de phase (sels hydratés  $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ ). Ils ont défini l'efficacité d'un tel système comme le rapport de l'énergie (ou exergie) transférée au caloporteur et de l'énergie (ou exergie) solaire captée et ont abouti à des valeurs de 45 et 2.2% respectivement pour l'aspect énergétique et exergetique. Des résultats similaires ont été obtenus par Bascetincelik et al. [128] utilisant des capteurs solaires à air et de la paraffine comme matériau à changement de phase, soit des efficacités énergétique et exergetique respectivement de 41.9 et 3.3%. Le stockage de froid à l'aide d'un mélange eau-glace est également attrayant dans le cadre du chauffage et de la climatisation des bâtiments de par ses caractéristiques thermodynamiques (enthalpie de fusion) et son coût avantageux [129]. MacPhee & Dincer [129] ont fait une revue et une analyse des performances des différents modes de stockage avec un tel matériau : bacs à glace avec tubes noyés, nodules encapsulés et fluides frigoporteurs diphasiques (coulis de glace par exemple). Ils ont défini l'efficacité pour chaque période (apport, stockage et récupération) comme le rapport de la quantité désirée et de celle dépensée pour y arriver ; l'efficacité totale du réservoir est alors le produit des efficacités lors des différentes phases. L'efficacité énergétique est supérieure à 98% pour les différents modes de fonctionnement et elle est la meilleure pour le système de coulis de glace. Par contre, les efficacités exergetiques varient entre 46 à 76% pour la période d'apport et entre 18 et 24% pour la période de récupération ; durant la période de stockage, le réservoir est efficace exergetiquement à 99.98%. Les plus faibles efficacités durant les périodes de charge et décharge s'expliquent par la perte de qualité lors du transfert de chaleur et le changement de

phase, le contenu exergétique étant meilleur sous la forme solide. Dans ce cas, les bacs à glace et les coulis de glace sont respectivement les plus et moins efficaces. Des résultats similaires ont été obtenus par les mêmes auteurs [130] ainsi que par Rosen et al. [131] pour un système de nodules de glace encapsulés dans un réservoir disposé horizontalement, les efficacités énergétiques sont supérieures à 95% tandis que celles exergétiques sont comprises entre 40 et 90%. L'utilisation de ce type de stockage n'aboutit pas forcément à de bons résultats : Talmatsky & Kribus [132] ont examiné les performances d'un chauffe-eau domestique avec et sans stockage par chaleur latente. Les simulations ont été effectuées pour deux types de matériaux à changement de phase et deux climats différents. Les auteurs n'ont observé que de très faibles variations des performances énergétiques et ils ont conclu à l'inefficacité de la simple addition de tels matériaux dans un réservoir de stockage standard. Ahmad et al. [133] ont étudié une autre application des matériaux à changement de phase et leur intégration dans l'enveloppe des bâtiments en mesurant la température à l'intérieur d'un dispositif expérimental. Ils ont mis en évidence une variation de son amplitude beaucoup moins élevée avec l'utilisation des matériaux à changement de phase (20°C au lieu de 50°C respectivement). Ainsi, l'importance du choix des matériaux selon leur application a été soulignée. Des travaux d'optimisation [49,52,134] ont été réalisés afin de déterminer la température de fusion, les dimensions du réservoir, la quantité et le choix du ou des matériaux à changement de phase selon les applications recherchées. Pour plus d'informations, Zalba et al. [50] a effectué une revue de littérature des différents matériaux à changement de phase et de leurs applications.

Deux excellentes revues de littérature ont été effectuées par Hepbasli [135] sur l'évaluation exergétique de l'équipement existant basé sur l'utilisation des énergies renouvelables (principalement le solaire, l'éolien et la géothermie) et par Torio et al. [54] qui se sont concentrés sur l'évaluation exergétique des systèmes de chauffage et climatisation dans les bâtiments.

Les avantages et inconvénients de l'équipement (panneaux photovoltaïques, capteurs solaires, modules hybrides PV/T, pompes à chaleur, réservoirs de stockage) ont été analysés individuellement jusqu'à présent. Afin d'améliorer leurs performances, les unités peuvent alors être connectées entre elles et la manière de les faire interagir devient essentiel à étudier.

## 1.6 Arrangement de l'équipement

De nombreux systèmes individuels ont été proposés pour répondre aux besoins thermiques et électriques des bâtiments. Toutefois, la première étape pour réduire la consommation énergétique des bâtiments est de diminuer la demande de diverses façons : minimiser la consommation de l'occupant, améliorer l'isolation du bâtiment ou encore mettre à profit le chauffage solaire passif. Une illustration des gains énergétiques et des coûts associés pour passer d'une maison standard à un bâtiment à énergie nette zéro, donnée à la Figure 1.22, montre clairement que l'investissement sur les capteurs solaires et panneaux photovoltaïques permet de diminuer drastiquement la consommation électrique totale. En contrepartie, elle a un coût et installer de tels systèmes n'est pas la première étape pour atteindre l'objectif bâtiment à énergie nette zéro.

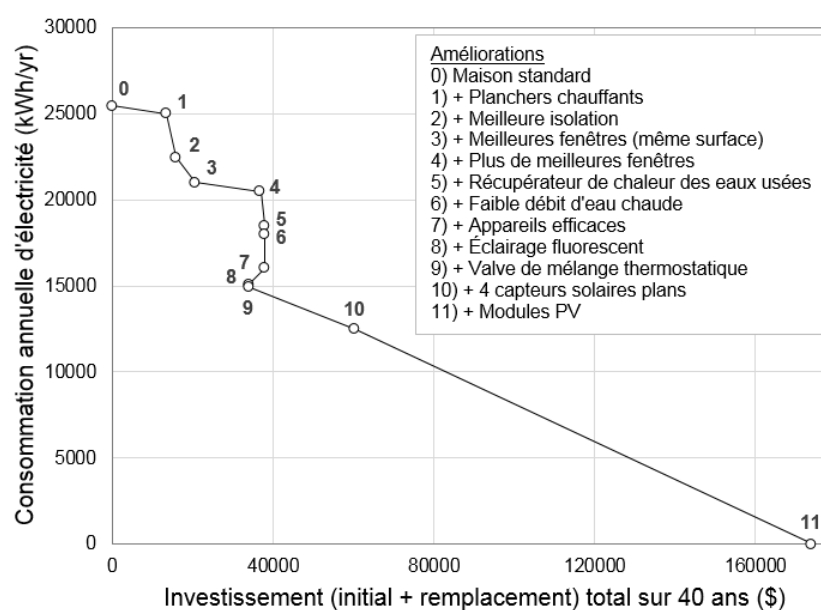


Figure 1.22 : Gains énergétiques et coût des améliorations pour passer d'une maison standard à un bâtiment à énergie nette zéro [136].

Parmi les systèmes proposés, il est évident que l'équipement énergétique le plus intéressant d'un point de vue performance ne réside pas nécessairement dans la simple opération d'unités individuelles mais bien en les combinant entre elles. Les installations photovoltaïques/thermiques, qui profitent de la récupération de chaleur pour améliorer la génération d'électricité et minimiser la taille de l'équipement, en sont des exemples. Les pompes à chaleur sont également propices à de

tels aménagements. En plus d'avoir comparé les unités solaires, géothermiques et utilisant l'air ambiant, Dikici & Akbulut [39] ont également analysé les systèmes hybrides solaire-géothermique, solaire-air ambiant et géothermique-air ambiant qui peuvent aboutir à de meilleures efficacités (*COP*), respectivement de 3.36, 2.90 et 2.14, que les unités individuelles solaire (2.95), géothermique (2.44) et air ambiant (2.22). Une comparaison entre une PàC géothermique seule et un même système couplé avec un capteur solaire effectuée Ozgener & Hepbasli [122] a permis de mettre en évidence une meilleure efficacité exergétique de l'installation hybride, c'est-à-dire une valeur crête de 86.1% par rapport à celle de 80.7% obtenue pour l'unité géothermique seule. Basé sur l'utilisation commune de la géothermie et du solaire, Hepbasli [137] a étudié un tel équipement pour satisfaire la demande en chauffage et en eau-chaude d'un bâtiment et a obtenu une efficacité exergétique brute de 44.1% et fonctionnelle de 9.9%. Le stockage peut également être couplé à de telles unités. C'est le cas de l'étude de Tamasauskas et al. [51] qui a analysé l'emploi du solaire thermique pour régénérer un stockage de glace qui sert de source froide à une PàC alimentant un réservoir d'eau chaude. Un *COP* de 2.29 a été déterminé pour un tel dispositif.

Henning & Miara [23] ont analysé différents arrangements proposés par les manufacturiers pour le chauffage et la demande d'eau chaude domestique en reliant les pompes à chaleur, les réservoirs de stockage et les systèmes utilisant le solaire thermique. Selon eux, l'idée générale est premièrement de mettre à profit l'énergie solaire pour réduire la demande en eau-chaude et ensuite faire fonctionner une PàC afin d'augmenter le gain solaire. Finalement, le stockage sert à coupler ou découpler les unités avec la demande. Ils ont alors effectué une classification des principales technologies disponibles sur le marché et les ont regroupés en sept catégories distinctes. Ainsi, les unités peuvent être installées en parallèle, par exemple PàC géothermique et capteurs solaires opérant séparément pour alimenter un stockage d'eau chaude. Le couplage direct (géothermie et solaire en source froide de la PàC) est une autre possibilité. L'usage de capteurs non vitrés est également une alternative. De plus, les réservoirs de stockage peuvent jouer un rôle majeur. Par exemple, un réservoir tampon alimenté par les capteurs solaires peut servir de source froide de la PàC avec un échangeur géothermique en cas de besoin tandis qu'installer une unité de stockage central à plusieurs niveaux reliant les équipements de conversion et de distribution est une option. L'usage d'un stockage à chaleur latente en source froide de la pompe à chaleur et

régénérée par le solaire est également possible. Finalement, les PàC utilisant l'air ambiant et l'énergie solaire est la dernière alternative proposée.

Selon cette classification, les études d'Ozgener & Hepbasli [122], Hepbasli [137], Tamasauskas et al. [51] ou encore Dikici & Akbulut [39] se retrouvent clairement dans cette organisation. Henning & Miara [23] ont par la suite souligné le manque d'analyse systématique de l'ensemble des solutions proposées afin d'évaluer et comparer les aspects économiques et environnementaux. En effet, les solutions proposées diffèrent selon les conditions climatiques et une approche systématique est nécessaire pour optimiser et développer les systèmes les plus pertinents.

Le dimensionnement de tels arrangements est généralement effectué par analyse de sensibilité mettant en balance la taille des unités, et par conséquent le prix de l'équipement, et les gains sur l'efficacité. En effet, Tamasauskas et al. [51] ont analysé ceux obtenus sur le *COP* en variant la taille des capteurs solaires, du réservoir de stockage de glace et d'eau chaude, tandis que Esen et al. [121] ont étudié des pompes à chaleur géothermiques à des profondeurs de 1 m et 2 m. Ces analyses de sensibilité sont appliquées lorsque l'aspect économique des systèmes n'est pas directement étudié. Ainsi, des démarches d'optimisation économique ou d'analyse de cycle de vie peuvent être suivies pour comparer les gains d'énergie et d'exergie avec le coût sur le cycle de vie des appareils. Dans cette optique, Morrison [138] a présenté une démarche d'optimisation économique d'une pompe à chaleur avec un appoint électrique et a aussi analysé plusieurs tailles d'équipement avec le coût associé à chaque solution pour des exemples simples. De même, l'analyse de cycle de vie a été employée par Hang et al. [139] pour le dimensionnement d'un chauffe-eau solaire avec plusieurs types de capteurs et d'unités d'appoint (électrique, gaz naturel) et par Jing et al. [140] pour un système complet satisfaisant le chauffage, la climatisation et l'alimentation en eau chaude et en électricité et basé sur l'énergie solaire et le gaz naturel. Pour le contexte canadien, Kegel et al. [141] ont optimisé plusieurs pompes à chaleur (air-air standard, air-air pour climat froid, eau-air géothermique, air-air solaire) et comparé leur coût de cycle de vie pour une maison installée à Toronto.

Toutefois, comme il a déjà été mentionné, comparer les systèmes est très difficile car, en plus des performances énergétiques et exergétiques, les évaluations sont directement liées au climat et au contexte économique. Par exemple, les modules PV/T requièrent l'installation d'une unité de récupération de chaleur, ce qui ne résulte pas forcément en la solution la plus économique. En

effet, Tripanagnostopoulos et al. [142] ont étudié la performance de plusieurs systèmes hybrides (horizontal ou incliné, avec ou sans vitre de protection, avec ou sans réflecteur, opérant à différentes températures) basés sur la technologie polycristalline à Patras (Grèce). Ils ont conclu que certaines unités permettent de meilleurs résultats économiques que les panneaux PV seuls. D'un autre côté, Leckner & Zmeureanu [136] ont comparé l'utilisation de panneaux PV monocristallins et de capteurs solaires, placés côte à côte, dans un bâtiment à énergie nette nulle aux environs de Montréal (Canada). Avec une analyse du cycle de vie, ils ont trouvé que l'opération du module PV seul correspond à la meilleure solution même si le temps de retour sur investissement est impossible à atteindre. De plus, Agrawal & Tiwari [143] ont évalué le coût du cycle de vie de systèmes PV/T basés sur différentes technologies. Ils ont trouvé que les valeurs actualisées nettes pour les unités mono- et polycristallines sont respectivement 3.13 et 2.66 plus grandes que la valeur pour la technologie au silicium amorphe. Malgré cette incertitude sur l'aspect économique, Bakker et al. [144] ont comparé l'utilisation d'un système PV/T au lieu de deux unités installées côte à côte ; ils ont trouvé que la surface totale est réduite de 25% malgré une augmentation de l'investissement de 6%. Dans le cadre des bâtiments où l'espace disponible pour installer les unités est précieux, ce gain de place peut être non négligeable. De plus, l'intégration directe des unités PV/T dans les bâtiments, c'est-à-dire placer l'unité directement dans l'enveloppe du bâtiment, est également une solution qui permettrait à la fois de diminuer l'investissement et d'optimiser l'espace disponible.

De nombreux systèmes ont été proposés pour répondre à la demande énergétique des bâtiments. Ils mettent à profit différents types de dispositifs et formes d'énergie. L'usage de l'énergie varie selon les arrangements et sa bonne utilisation se doit d'être considérée pour chaque unité. C'est grâce aux analyses exergetiques que la dégradation de la qualité de l'énergie est prise en compte et il apparaît consistant de comparer ces systèmes selon leurs performances exergetiques. Toutefois, de telles évaluations sont soumises à un environnement de référence, généralement l'air ambiant. Par conséquent, les résultats obtenus peuvent décrire de fortes variations selon le lieu et la période d'étude, ce qui rend la comparaison complexe à analyser. Comme l'ont souligné Henning & Miara [23], l'idée d'une démarche systématique pour déterminer le meilleur arrangement possible des différentes unités soumises à des contraintes données (environnement d'étude, manque d'espace limitant la taille de l'équipement) semble alors nécessaire pour améliorer l'utilisation de l'énergie et développer des systèmes plus performants.

Le chapitre suivant s'attardera sur la modélisation des unités électriques étudiées, les panneaux photovoltaïques. Un modèle explicite, basée sur l'équation caractéristique (1.24), sera développé afin d'exprimer les performances en fonction de l'ensoleillement, la température du module et les paramètres manufacturiers. L'aspect exergetique a été principalement étudié par Sahin et al. [111] et Joshi et al. [112] mais les approches suivies semblent incomplètes ; elles vont également être approfondies dans le chapitre suivant. Le troisième chapitre traitera des unités thermiques et proposera des modèles simples et explicites pour les panneaux photovoltaïques/thermiques (PV/T), capteurs solaires, réservoirs de stockage, pompes à chaleur et systèmes d'appoint. L'exergie sera évaluée à l'aide de l'Équation (1.12) où seuls les flux d'énergie associés à des potentiels énergétiques sont nécessaires. La plupart de ces modèles seront appliqués dans le quatrième chapitre pour l'analyse des performances de deux scénarios énergétiques répondant à la demande en chauffage et eau chaude domestique d'une maison typique canadienne dans le climat de Montréal. Les cinquième et sixième chapitres s'attarderont sur l'élaboration des outils nécessaires à l'optimisation et à la compréhension des résultats, soit la superstructure, l'analogie exergetique-thermique et le diagramme exergetique, construit de la même manière que Ducoulombier et al. [65]. Finalement, ils seront appliqués aux deux scénarios examinés au quatrième chapitre.

## CHAPITRE 2 MODÈLE ET ANALYSE DES UNITÉS ÉLECTRIQUES

*The use of solar energy has not been opened up because the oil industry does not own the Sun.*

Ralph Nader (1934-)

Les panneaux photovoltaïques sont les seules unités électriques qui ont été analysées et insérées dans ce travail de recherche. Les éoliennes n'ont pas été considérées tandis que le besoin (ou surplus) d'électricité est fourni (ou récupéré) par le réseau électrique. De ce fait, les batteries n'ont pas été insérées. Des modèles énergétique et exergétique du panneau PV ont été développés dans ce chapitre et ils ont fait l'objet de deux publications dans des journaux scientifiques : *Solar Energy* pour l'aspect énergétique [145] et *Energy & Buildings* pour l'analyse exergétique de la conversion photovoltaïque [146].

### 2.1 Énergie du panneau photovoltaïque

Les modèles utilisés pour décrire les panneaux photovoltaïques reposent sur l'équation de la courbe caractéristique  $I-V$  et les expressions du courant de court-circuit, de la tension en circuit ouvert et des courant et tension au point de puissance maximale. Ces relations sont implicites et non linéaires, ce qui requiert des procédures de calcul itératives [99]. À des fins d'optimisation et de réduction de temps de calcul, ces relations ont été simplifiées à travers l'élaboration d'un nouveau modèle. Ce modèle permet d'exprimer de manière explicite les différentes valeurs de courants et tensions en fonction de la température du panneau et de l'ensoleillement ainsi que des données de manufacturiers. Il a également été très utile pour l'élaboration du modèle exergétique, présenté à la Section 2.2.

#### 2.1.1 Modèle énergétique proposé

La modélisation proposée repose sur l'Équation (1.24), soit le modèle à simple diode sans résistance, pour déterminer les différents points caractéristiques. Ainsi, le courant de court-circuit, la tension en circuit-ouvert, la tension et le courant au point de fonctionnement maximum sont donnés par les équations suivantes :



$$I_{cc} = I_{ph}|_{V=0} \quad (2.1)$$

$$V_{co} = \frac{nN_s k_B T_c}{q} \ln \left( 1 + \frac{I_{cc}}{I_0} \right) \quad (2.2)$$

$$\exp \left( \frac{qV_{co}}{nN_s k_B T_c} \right) = \left( 1 + \frac{qV_m}{nN_s k_B T_c} \right) \exp \left( \frac{qV_m}{nN_s k_B T_c} \right) \quad (2.3)$$

$$I_m = I_{ph} - I_0 \left[ \exp \left( \frac{qV_m}{nN_s k_B T_c} \right) - 1 \right] \quad (2.4)$$

L'Équation (2.3) est implicite ; elle doit alors être réécrite pour aboutir à une expression explicite de  $V_m$ . Comme il a déjà été mentionné, la cellule photovoltaïque a un comportement hybride ; elle agit comme une source de courant au point de court-circuit et comme une source de tension au point de circuit ouvert. Ces deux régions sont caractérisées par deux asymptotes sur la courbe caractéristique  $I$ - $V$  présentée à la Figure 1.15. Il est alors intéressant de noter que le PPM coïncide avec la transition entre ces deux zones et correspond à un compromis des deux comportements. Basée sur cette observation, la tangente de la courbe caractéristique peut être utilisée pour évaluer cette transition et calculer la tension au PPM, c'est-à-dire :

$$\frac{dI}{dV} = - \frac{qI_0}{nN_s k_B T_c} \exp \left( \frac{qV}{nN_s k_B T_c} \right) \quad (2.5)$$

$$V_m = \frac{nN_s k_B T_c}{q} \ln \left( - \frac{nN_s k_B T_c}{qI_0} \left( \frac{dI}{dV} \right)_{V_m} \right) \quad (2.6)$$

Il est clair que l'Équation (2.6) requiert une expression de la dérivée du courant par rapport à la tension au PPM. Ce point caractéristique correspond à un extrémum, ce qui rend la variation selon la tension de la puissance générée relativement faible, c'est-à-dire qu'un faible changement sur  $V_m$  a un faible effet sur la valeur de la puissance maximale. Par conséquent, en considérant le comportement asymptotique de la courbe  $I$ - $V$  au point de court-circuit et de circuit ouvert, la dérivée requise dans l'Équation (2.6) peut être estimée comme suit :

$$\left. \frac{dI}{dV} \right|_{V_m} \cong \frac{0 - I_{cc}}{V_{co} - 0} = \frac{-I_{cc}}{V_{co}} \quad (2.7)$$

Ceci permet d'écrire une nouvelle expression, cette fois-ci explicite, de la tension et le courant au PPM :

$$V_m = \frac{nN_s k_B T_c}{q} \ln \left( \frac{nN_s k_B T_c}{q I_0} \frac{I_{cc}}{V_{co}} \right) \quad (2.8)$$

$$I_m = I_{ph} + I_0 - \frac{nN_s k_B T_c}{q} \left( \frac{I_{cc}}{V_{co}} \right) \quad (2.9)$$

Le courant au PPM est obtenu en remplaçant l'expression donnée par (2.8) dans l'Équation (2.4) tandis que la puissance générée correspond au produit de la tension et du courant au PPM.

Trois termes doivent encore être déterminés : le photocourant  $I_{ph}$ , le courant de saturation  $I_0$  et le facteur de qualité de la diode  $n$ . Le premier terme est déterminé comme une fonction linéaire en température et ensoleillement à partir d'un état de référence ( $E=1000 \text{ W/m}^2$  et  $T_c=25^\circ\text{C}$ ), indiqué par l'indice *ref* [99,102,147] :

$$I_{ph} = \frac{E}{E_{ref}} [I_{ph,ref} + \mu_I (T_c - T_{c,ref})] \quad (2.10)$$

où  $\mu_I$  est le coefficient de température du courant de court-circuit (A/K). Ensuite, Villalva et al. [99] ont proposé une relation qui permet d'exprimer le courant de saturation en fonction de la température seule aux conditions de circuit ouvert :

$$I_0 = \frac{I_{cc,ref} + \mu_I (T_c - T_{ref})}{\exp \left[ \frac{q (V_{co,ref} + \mu_V (T_c - T_{ref}))}{nN_s k_B T_c} \right] - 1} \quad (2.11)$$

où  $V_{co,ref}$  est la tension en circuit ouvert aux conditions de références et  $\mu_V$  est le coefficient de température de la tension en circuit ouvert (V/K). Finalement, le facteur de qualité de la diode, généralement considéré constant [99], est déterminé à l'état de référence en utilisant l'Équation (2.4) et la valeur du courant de saturation :

$$n = \frac{q(V_{m,ref} - V_{co,ref})}{N_s k_B T_{c,ref}} \frac{1}{\ln\left(1 - \frac{I_{m,ref}}{I_{cc,ref}}\right)} \quad (2.12)$$

où  $V_{m,ref}$ ,  $V_{co,ref}$ ,  $I_{m,ref}$  et  $I_{cc,ref}$  sont les valeurs de tension et courant aux points clés à l'état de référence. Les valeurs de  $n$  obtenues seront généralement plus élevées car les effets des résistances, même si elles n'apparaissent pas dans le modèle, sont inclus dans les valeurs de référence. Basé sur la physique des cellules PV, le modèle présenté permet ainsi d'exprimer de manière explicite les paramètres nécessaires à l'évaluation des performances des modules.

### 2.1.2 Comparaison avec le modèle proposé

Les prédictions du modèle proposé ont été comparées avec plusieurs études pour quatre panneaux photovoltaïques différents [99,148-149]. Dans ces différents travaux, les performances ont été déterminées à partir du modèle à une diode incluant les résistances série et parallèle ; les résultats ont également été comparés à des données expérimentales dans certains cas [99]. Les résistances sont considérées constantes et leur calcul peut s'effectuer de diverses manières [99,148-149]. Villalva et al. [99] ont considéré un couple de valeurs ( $R_s$ ,  $R_{sh}$ ) satisfaisant les contraintes aux points de fonctionnement maximum à partir des valeurs de manufacturiers. Ils se sont basés sur le lien entre les courbes caractéristique  $I$ - $V$  et de puissance  $P$ - $V$  avec les données expérimentales ; toutefois, ils ont considéré une valeur constante du facteur de qualité  $n$ , déterminée pour ajuster leur modèle. Ils ont obtenu une bonne précision en comparaison avec les données expérimentales pour différents niveaux de température et d'ensoleillement. La méthode suivie par Sera et al. [148] est la résolution d'un système de trois équations à trois inconnues ( $R_s$ ,  $R_{sh}$ ,  $n$ ) ; les deux premières équations sont obtenues par dérivation de l'équation caractéristique au point de court-circuit et de puissance maximale tandis que la dernière correspond à la dérivée de la courbe de puissance  $P$ - $V$  au point de puissance maximale. Finalement, Carrero et al. [149] ont assumé une

valeur unitaire pour le facteur de qualité tandis que les résistances sont déterminées à partir des résultats de plusieurs simulations ; ils mentionnent également que des procédures de calculs complexes sont nécessaires pour déterminer de manière précise ces résistances.

Pour valider le modèle proposé, un calcul numérique de référence, basé sur les équations à simple diode, a été utilisé. Les équations implicites pour la tension en circuit-ouvert, le courant de court-circuit et les tension et courant au point de puissance maximale ont été résolues avec la méthode de Newton-Raphson. Les photocourant et courant de saturation ont été déterminés à partir des Équations (2.10) et (2.11). Les valeurs des résistances et du facteur de qualité ayant été déterminées de plusieurs manières, elles ont été directement récupérées des différents travaux [99,148-149] et insérées dans le calcul dit de référence. Par la suite, elles ont été retranscrites dans le Tableau 2.1 et comparées aux valeurs obtenues avec l'Équation (2.12).

Tableau 2.1 : Caractéristiques principales des panneaux PV utilisés pour la comparaison du modèle.

Référence	Panneau	$N_s$	Valeurs de référence			Modèle proposé
			$R_s(\Omega)$	$R_{sh}(\Omega)$	$n$	$n$
[99]	KC 200 GT	54	0.221	415.405	1.3	1.8199
[148]	BP MSX 120	72	0.47	1365	1.397	1.8003
[149]	SP 150	72	0.932	248.2	1.0	2.0467
[149]	BP 5170 S	72	0.584	1946	1.0	1.5392

Sur ce tableau, des valeurs plus élevées de facteurs de qualité de la diode ont été obtenues avec le modèle proposé. Effectivement, l'effet des résistances série et parallèle est inclus dans les données manufacturiers et il se retrouve dans la valeur du facteur de qualité du modèle proposé ;  $n$  n'a alors pas véritablement de sens physique. En réalité, pour le panneau SP 150, une valeur plus élevée que 2 n'indique pas nécessairement que des phénomènes de recombinaisons multiples se produisent [103].

Le modèle proposé a été comparé au calcul numérique de référence pour une large gamme d'ensoleillement (de 50 à 1000 W/m<sup>2</sup>) et de température (de -10 à 80°C, ce qui est représentatif des différentes conditions climatiques et périodes de l'année [150]). Les différences sur l'estimation des tensions et courants aux points clés entre calculs de référence et proposé ont été évaluées et deux types d'erreurs (standard et pondérée, respectivement) ont été utilisés :

$$\varepsilon_{i,j} = \frac{|X_{i,j} - \bar{X}_{i,j}|}{\bar{X}_{i,j}} \times 100 \quad (2.13)$$

$$\omega\varepsilon_{i,j} = \bar{X}_{i,j} \times \varepsilon_{i,j} \quad (2.14)$$

où  $X_{i,j}$  représente une variable évaluée à une température  $i$  et un ensoleillement  $j$  tandis que  $\bar{X}_{i,j}$  correspond à la valeur obtenue avec le modèle de référence. Les erreurs estimées avec chaque définition sont données au Tableau 2.2 pour les modules examinés.

Tableau 2.2 : Comparaison entre le modèle proposé et les cas de référence (erreur standard et pondérée des tensions et courants des différents points clés).

Cas de référence	Type de l'erreur	$V_{co}$ Erreur (%)	$I_{cc}$ Erreur (%)	$V_m$ Erreur (%)	$I_m$ Erreur (%)	$P_m$ Erreur (%)
[99]	Standard	2.06	0.05	4.66	1.08	4.51
	Pondérée	1.92	0.05	4.41	0.78	2.94
[148]	Standard	1.60	0.03	3.86	1.05	3.35
	Pondérée	1.51	0.03	3.73	0.48	2.35
[149]	Standard	3.75	0.38	8.18	5.27	6.01
	Pondérée	3.59	0.38	8.01	1.90	4.22
[149]	Standard	2.17	0.03	4.81	1.43	5.30
	Pondérée	2.06	0.03	4.68	1.47	3.61

Les valeurs les plus élevées sont obtenues avec le panneau SP 150. Toutefois, il faut noter que la référence [149] s'est basée sur une valeur de résistance série assez élevée et une résistance parallèle assez faible ; ces valeurs indiquent que le panneau SP 150 est de moins bonne qualité que les autres panneaux. Une plus grande erreur est évidemment obtenue lorsque les performances sont estimées avec un modèle sans résistance, même si la valeur de  $n$  est élevée (Tableau 2.1). Toutefois, les différences entre le cas de référence et le modèle proposé sont relativement faibles et le modèle proposé peut être très utile pour modéliser assez facilement les performances d'un panneau photovoltaïque.

Comme le modèle proposé se base sur l'approximation de la dérivée de la courbe caractéristique  $I-V$  au point de puissance maximale, cette dernière a également été analysée. Les valeurs obtenues avec le modèle proposé ont également été comparées au modèle numérique de référence ; une erreur de 7.67% a été obtenue pour le panneau SP 150 tandis que celles pour les autres cas sont bien plus petites. À noter que ces erreurs ne sont pas indiquées sur le Tableau 2.2. Ainsi, l'estimation de la dérivée avec l'Équation (2.7) semble être une hypothèse acceptable.

### 2.1.3 Analyse et discussion

Les courbes caractéristiques  $I-V$  et les courbes de puissance  $P-V$  obtenues pour le modèle proposé et celui de référence sont respectivement présentées aux Figures 2.1 et 2.2 pour le module KC200GT [99] pour différents ensoleillements (200 et 800 W/m<sup>2</sup>) et températures (10 et 50°C). D'après ces figures, il est clair que la température affecte principalement la tension tandis que le courant dépend essentiellement de l'ensoleillement. De plus, le modèle proposé est assez précis à des ensoleillements et des températures proches des valeurs de référence tandis que seule la tension en circuit ouvert à faible ensoleillement est sous-estimée (Figure 2.1a et Figure 2.2a). Cette dernière semble être principalement due à la valeur importante du facteur de qualité utilisé avec le modèle proposé (Tableau 2.1).

Par ailleurs, les résistances série et parallèle n'affectent pas fortement le comportement des courbes  $I-V$  et  $P-V$ . En particulier, la température a un effet relativement faible sur les points caractéristiques du panneau, principalement pour les conditions en circuit-ouvert et court-circuit. La détermination de la tension au point de puissance maximale, basée sur l'approximation de la pente de la courbe  $I-V$ , semble être assez précise à ensoleillement constant (Figure 2.1b et Figure 2.2b). Par ailleurs, l'influence des résistances série et parallèle apparaît clairement sur ces figures

dans les zones de « source de courant » et « source de tension », respectivement. Les effets de la résistance série sont d'ailleurs plus visibles malgré la plus faible valeur de la résistance en parallèle.

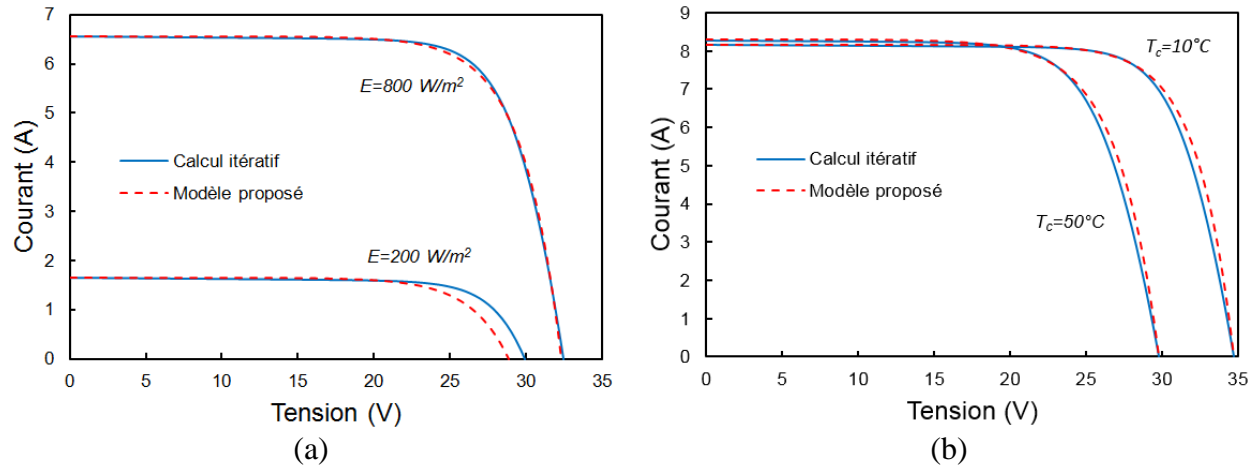


Figure 2.1 : Courbe caractéristique *I-V* pour le module KC200GT  
à (a)  $T_c=25^\circ\text{C}$  et (b)  $E=1000 \text{ W/m}^2$ .

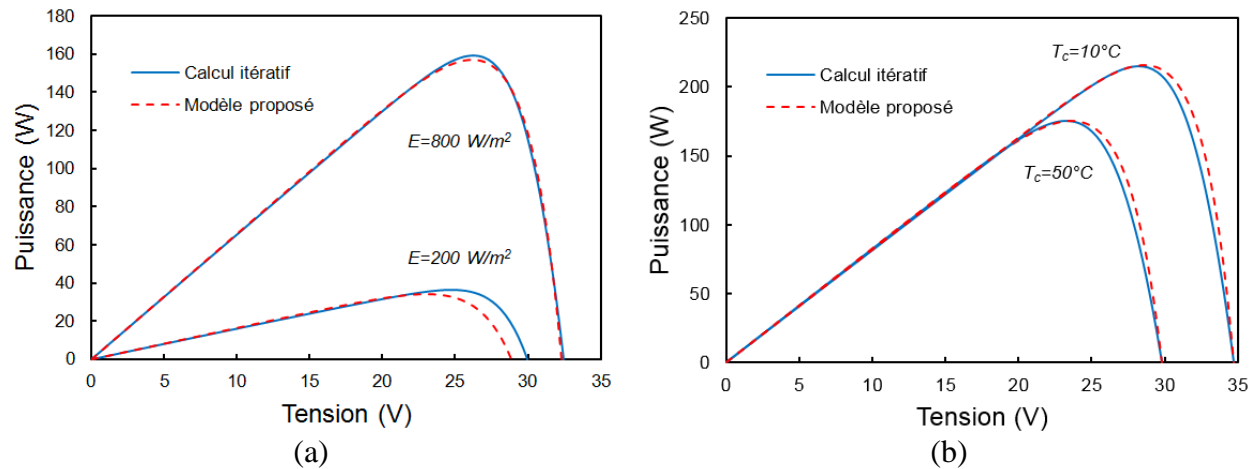


Figure 2.2 : Courbe de puissance *P-V* pour le module KC200GT  
à (a)  $T_c=25^\circ\text{C}$  et (b)  $E=1000 \text{ W/m}^2$ .

Le facteur de forme *FF* a également été étudié pour analyser la précision du modèle ; il est défini comme le rapport entre la puissance générée et celle maximale qui pourrait être retirée d'un mo-

dule PV sans tenir compte des limites d'opération. Cette dernière s'exprime comme le produit  $V_{co} \times I_{cc}$  représenté par l'aire en ligne pointillée à la Figure 1.15 :

$$FF = \frac{V_m I_m}{V_{co} I_{cc}} \quad (2.15)$$

Ce paramètre regroupe simultanément les quatre paramètres clés des modules, ce qui le rend approprié pour évaluer le modèle présenté. Green [151] a proposé quatre expressions semi-empiriques selon différentes hypothèses :  $FF_0$  qui tient compte d'aucune résistance,  $FF_{Rs}$  et  $FF_{Rsh}$  qui considèrent respectivement la résistance série seule et la résistance parallèle seule et  $FF_{RsRsh}$  qui utilise les deux résistances. Les différentes relations sont données ci-dessous :

$$FF_0 = \frac{v_{co} - \ln(v_{co} + 0.72)}{v_{co} + 1} \quad (2.16)$$

$$FF_{Rs} = FF_0(1 - r_s) \quad (2.17)$$

$$FF_{Rsh} = FF_0 \left[ 1 - \frac{(v_{co} + 0.7)}{v_{co}} \left( \frac{FF_0}{r_{sh}} \right) \right] \quad (2.18)$$

$$FF_{RsRsh} = FF_0(1 - r_s) \left[ 1 - \frac{(v_{co} + 0.7)}{v_{co}} \left( \frac{FF_0(1 - r_s)}{r_{sh}} \right) \right] \quad (2.19)$$

où  $v_{co} = V_{co} / (nN_s k_B T_c / q)$ ,  $r_s = R_s / (V_{co} / I_{cc})$  et  $r_{sh} = R_{sh} / (V_{co} / I_{cc})$  sont respectivement la tension en circuit ouvert et les résistances série et parallèle normalisées ; ces expressions sont précises pour  $v_{co} < 10$ ,  $r_s < 0.4$  et  $r_{sh} > 2.5$  [151]. Les courants (court-circuit, puissance maximale) augmentent linéairement avec l'ensoleillement ; ainsi, excepté les termes de résistances, les relations sont seulement fonction de la tension en circuit-ouvert d'après l'Équation (2.15) et caractérise la différence entre les tensions en circuit-ouvert et au point de puissance maximale. Ces expressions sont comparées en fonction de la température (à faible ensoleillement) et de l'ensoleillement (à la température de référence) à la Figure 2.3 afin d'évaluer l'influence des résistances sur le comportement des modules photovoltaïques.



Même si les différences semblent notables d'après la Figure 2.3, une erreur relative standard moyenne de 2.71% a été obtenue (2.66% pour l'erreur pondérée) pour le module KC200GT. Lorsque la température varie (Figure 2.3a), les six facteurs de forme ont la même évolution mais avec une pente différente selon l'inclusion de la résistance en parallèle dans le modèle. Lorsque l'ensoleillement varie (Figure 2.3b),  $FF_0$  croît légèrement tandis  $FF_{Rs}$  passe par un maximum (à  $200 \text{ W/m}^2$ ) avant de décroître. Cette différence de comportement est principalement caractérisée par la différence  $V_{co}-V_m$  (celui de  $I_{cc}$  et  $I_m$  étant linéaire avec l'ensoleillement) qui présente un minimum à de faibles valeurs de l'ensoleillement. Il a également été observé par Bätzner et al. [103] et Stamenic et al. [152]. Le forme asymptotique aperçu à de forts ensoleillements est dû aux pertes internes causées par la résistance en série ; ce phénomène a été observé expérimentalement pour trois modules c-Si par del Cueto [153] qui en a donné une estimation à forts ensoleillements avec l'expression suivante :  $FF_{perte} = -R_s I_{cc} / V_{co}$ . Cependant, pour de faibles ensoleillements, c'est l'influence de la résistance parallèle qui prédomine et fait chuter la valeur du facteur de forme [154].

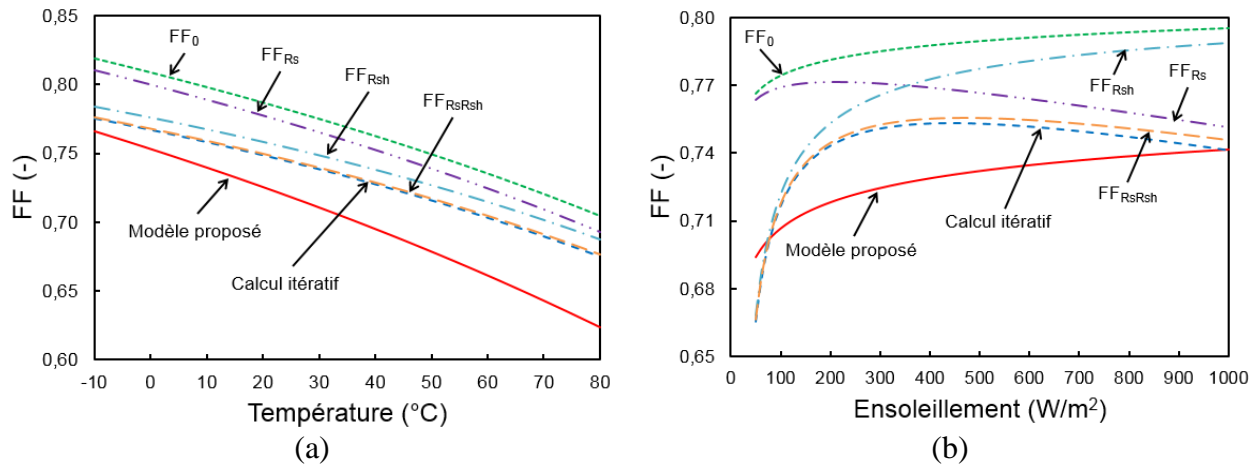


Figure 2.3 : Facteur de forme pour le module KC200GT à (a)  $E=200 \text{ W/m}^2$  et (b)  $T_c=25^\circ\text{C}$ .

Le facteur de forme obtenu avec le modèle présenté a une évolution identique à  $FF_0$ , car l'effet des résistances est également exclu. Toutefois, ils ne coïncident pas car le calcul de  $n$ , effectué à l'état de référence, tient compte de l'influence des résistances. La courbe est simplement traduite de manière à concorder avec les données réelles ( $FF_{RsRsh}$ ) à l'état de référence. Ainsi, même si les évolutions du facteur de forme ne sont pas identiques, le modèle proposé permet une très

bonne approximation de sa valeur et de manière générale, des performances du module PV. Le modèle présenté ci-dessus a mis en évidence les performances énergétiques des panneaux photovoltaïques en fonction de l'ensoleillement et de la température du module ainsi que les données de manufacturiers. L'aspect exergétique de cette unité doit maintenant être étudié.

## 2.2 Exergie du panneau photovoltaïque

D'un point de vue exergétique, les deux principales études (Sahin et al. [111], Joshi et al. [112]) ont proposé plusieurs approches en se basant sur le concept d'exergies physique et chimique [111] ainsi que sur une étude des paramètres électriques et par analyse photonique [112]. Toutefois, ces approches sont incomplètes et une modélisation plus détaillée est présentée dans cette section. Ce modèle, basé sur les concepts physiques de la conversion photovoltaïque, couvre l'aspect exergétique du rayonnement solaire jusqu'à l'utilisation de l'énergie récupérée.

### 2.2.1 Limites de conversion de l'énergie solaire en électricité

La conversion du rayonnement solaire en électricité et en chaleur a été largement analysée dans le passé. Plusieurs limites de conversion ont été étudiées se basant sur différentes approches, en particulier les pertes internes de la tension électrique. Afin d'estimer la limite supérieure du courant en circuit ouvert, Bisquert et al. [155] ont considéré que le potentiel chimique utilisé pour déterminer l'énergie de bande interdite, ou énergie de « gap », représente cette borne supérieure. Par conséquent, pour une jonction PN réversible et assumant une machine Carnot entre le Soleil et la cellule, ils ont exprimé cette limite comme suit :

$$V_{co,max} = \left(1 - \frac{T_c}{T_{Sun}}\right) \frac{E_g}{q} \quad (2.20)$$

où  $T_c$  est la température de la cellule photovoltaïque (c'est-à-dire de la jonction PN) tandis que  $E_g$  est l'énergie de bande interdite (« gap ») du semi-conducteur. Le rapport  $V_g = E_g/q$  caractérise le potentiel électrique (tension) associé à  $E_g$ . La création d'entropie due à la conversion PV a été étudiée par Markvart [156-157] et elle tient compte des irréversibilités liées à l'angle solide, aux recombinaisons non-radiatives ou au refroidissement des photons. Il a alors considéré que la tension en circuit ouvert était égale à la valeur donnée à l'Équation (2.20) moins les différents

termes mentionnés ci-dessus. Une approche similaire, tenant compte des pertes radiatives, a été également suivie par Baruch [158] pour aboutir à la même limite supérieure.

Afin de caractériser la transformation de l'énergie solaire en électricité, les valeurs maximales de la tension et du courant doivent être déterminées pour exprimer le travail électrique maximum qui peut être retiré d'une cellule PV. Il est clair que la tension maximale qui peut être obtenue est la tension de bande interdite et elle est intrinsèque aux propriétés du matériau semi-conducteur, soit l'énergie de bande interdite. Ainsi, plus cette dernière est importante, plus la tension en circuit ouvert sera importante. Toutefois, à de telles conditions, le nombre de photons ayant une énergie suffisante pour produire une paire électron-trou diminue. Ce nombre effectif de photons ne tient pas compte des pertes dues aux processus de diffusion et recombinaison et représente le courant maximum (photocourant) que l'on peut obtenir. Il peut être assez bien estimé par le courant mesuré sous des conditions de court-circuit. Le produit de ces deux quantités (tension de bande interdite, photocourant) constitue le travail électrique maximum récupérable d'une cellule photovoltaïque. Toutefois, d'un point de vue pratique, cette puissance ne peut pas être récupérée, à l'instar du produit de la tension en circuit-ouvert et du courant en court-circuit ; c'est le produit du courant et de la tension au point de puissance maximale qui peut être réellement récupéré.

### 2.2.2 Modèle exergetique proposé

La notion d'exergie solaire et les différentes définitions (Petela [55], Spanner [56], Jeter [57]) ont déjà été traitées dans la Section 1.2. Selon Bejan [61] et Wright et al. [62], l'expression de Petela [55] est la plus appropriée pour caractériser l'exergie du rayonnement solaire. L'exergie solaire par unité de temps est alors donnée par (voir Section 1.2) :

$$\dot{E}x_{Sun} = \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{Sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{Sun}}\right)^4\right) A_{PV} E \quad (2.21)$$

où  $E$  est l'ensoleillement en  $W/m^2$  et  $A_{PV}$  est la surface du panneau photovoltaïque. Le terme  $A_{PV}E$  représente alors la puissance de rayonnement  $\dot{Q}_{Sun}$  captée par le système.  $T_0$  est la température de référence de l'analyse exergetique et correspond généralement à celle de l'air ambiant. Ensuite, le produit de la tension de bande interdite et du photocourant est proposé pour exprimer l'exergie électrique maximale d'une pile PV tandis que l'exergie utile correspond au travail élec-

trique au PPM contrairement à l'approche de Sahin et al. [111] et Joshi et al. [112] où les pertes exergetiques sont données par  $V_{co}I_{cc} - V_m I_m$  (voir Figure 1.15). Par conséquent, l'exergie utile par unité de temps et la destruction exergetique électrique par unité de temps sont définies comme suit :

$$\dot{E}x_{elec} = \dot{W}_{PV} \times 1 = V_m I_m \quad (2.22)$$

$$\dot{D}_{elec} = \dot{W}_{max} \times 1 - \dot{W}_{PV} \times 1 = V_g I_{ph} - V_m I_m \quad (2.23)$$

La définition de l'exergie électrique disponible du Soleil, soit  $\dot{W}_{max}$  dans l'Équation (2.23), est valable pour les dispositifs à jonction simple (avec un seul type de cellule et une seule valeur de bande interdite) mais peut être adapté aux hétérojonctions ou aux structures multi-gaps en appliquant la bonne valeur du photocourant à l'énergie de bande interdite associée.

En plus des pertes de l'Équation (2.23), il est possible que certains photons n'interagissent pas avec la cellule et passent à travers la cellule photovoltaïque ; ainsi, seule une fraction du rayonnement solaire est convertie en électricité. Le bilan d'énergie d'un module PV peut s'exprimer comme une fonction du travail électrique  $\dot{W}_{PV}$  et d'un terme de pertes  $\dot{Q}_L$  :

$$\dot{Q}_{Sun} = \dot{W}_{PV} + \dot{Q}_L = \dot{W}_{max} - (\dot{W}_{max} - \dot{W}_{PV}) + \dot{Q}_L \quad (2.24)$$

où le terme  $\dot{Q}_L$  tient compte des pertes à la fois électriques et optiques du dispositif. Celles-ci se traduisent finalement sous forme de chaleur par une augmentation de la température du module. Si la cellule solaire est comparée à un moteur thermique, le terme  $\dot{Q}_L$  peut être assimilé au puits de chaleur requis pour produire un certain effet (travail électrique). De plus, l'Équation (2.24) présente les pertes électriques comme une contribution des pertes totales  $\dot{Q}_L$ . Pour mieux illustrer ces termes, le diagramme de Sankey est représenté à la Figure 2.4a.

D'un point de vue exergetique, le terme  $\dot{Q}_L$  n'est pas complètement perdu car une portion de l'énergie est utilisée pour revaloriser une fraction du rayonnement solaire jusqu'à la qualité de l'électricité, soit l'unité. Le bilan d'exergie peut s'écrire de la manière suivante :

$$\dot{Q}_{Sun}\psi_P = \dot{W}_{PV} \times 1 + \dot{D}_{total} = \dot{W}_{PV} \times 1 + [\dot{Q}_L\psi_P + \dot{W}_{PV}(\psi_P - 1)] \quad (2.25)$$

$$= \dot{W}_{max} \times 1 - \dot{D}_{elec} + \dot{D}_{total}$$

où  $\dot{D}_{total}$  est la destruction exergétique totale du système. L'exergie solaire consommée permet de générer un travail électrique, premier terme sur la droite de cette équation, tandis que le reste est perdu sous forme thermique, deuxième terme sur la droite de la même équation. Toutefois, une portion de ces pertes permet de rehausser la qualité de l'énergie électrique de  $\psi_P$  à 1 : c'est le troisième terme sur la droite de l'Équation (2.25) et il est négatif. Cette équation exprime explicitement la destruction d'exergie électrique, donnée à l'Équation (2.23), et l'exergie utile  $\dot{W}_{max}$ , valeur idéale qui ne pourra jamais être atteinte. Le diagramme de Grassman, représenté à la Figure 2.4b, illustre cette équation.

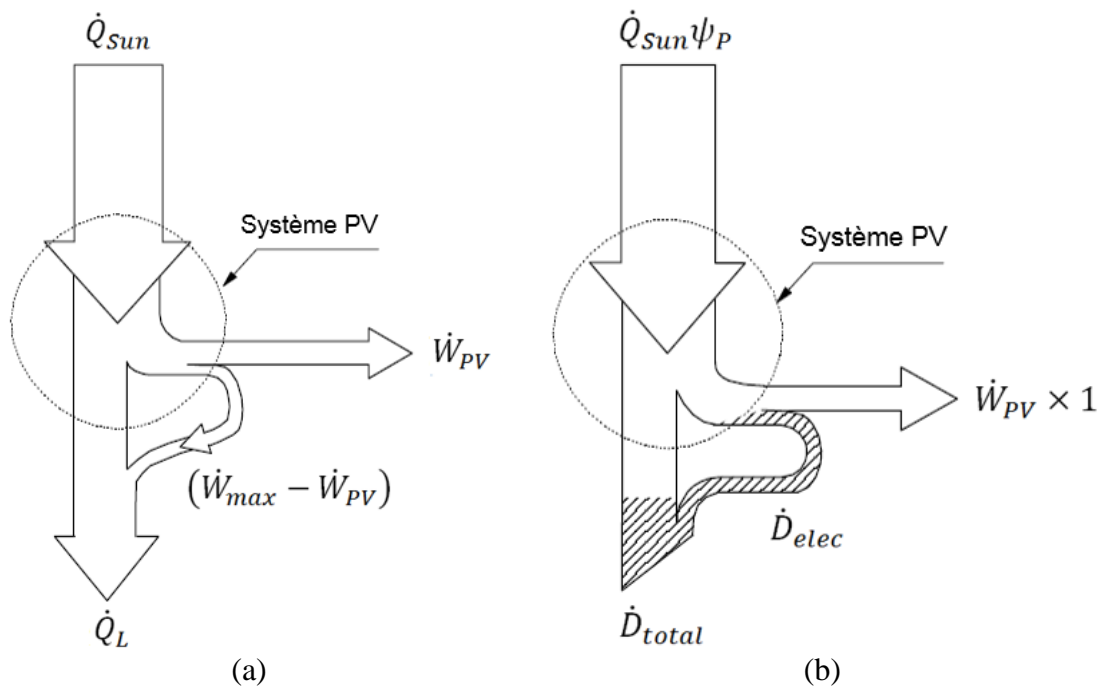


Figure 2.4 : Diagrammes de (a) Sankey et (b) Grassman de la cellule photovoltaïque.

L'efficacité maximale pour la conversion de l'énergie solaire en électricité peut être exprimée comme suit :

$$\eta_{rs-elec} = \frac{\dot{W}_{max}}{A_{PV}E'} = \frac{V_g I_{ph}}{A_{PV}E'} \quad (2.26)$$

où  $E'$  est le rayonnement solaire reçu par le module PV. Ce terme est différent du rayonnement solaire incident qui tient compte des effets de la vitre protectrice ou de l'absorptivité des cellules. Ainsi, l'Équation (2.26) représente les limitations de la conversion du rayonnement solaire en électricité dues aux propriétés physiques inhérentes au matériau de la cellule photovoltaïque (bande interdite) et à l'énergie des photons incidents. La même approche peut être suivie pour exprimer les pertes exergétiques électriques ; elles résultent à la fois de pertes en tension et de celles en courant. Ainsi, l'Équation (2.23) peut être réécrite sous la forme suivante :

$$\dot{D}_{elec} = V_g I_{ph} \left( 1 - \frac{V_{co} I_{cc}}{V_g I_{ph}} \cdot \frac{V_m I_m}{V_{co} I_{cc}} \right) \quad (2.27)$$

Le premier rapport peut être assimilé au rapport des tensions  $V_{co}/V_g$  qui caractérise les limitations sur la tension en circuit ouvert de la cellule. Le deuxième rapport est le facteur de forme  $FF$  (Équation 2.15) et souligne les limites d'opération du module photovoltaïque. En utilisant les relations données à la Section 2.1, les effets sur le courant et la tension dans l'expression de la destruction exergétique par unité de temps peuvent être exprimés séparément en faisant apparaître trois facteurs de réduction électriques, le premier représentant les limitations sur la tension en circuit ouvert et les deux autres séparant les effets en tension et en courant sur le facteur de forme :

$$\dot{D}_{elec} = V_g I_{ph} (1 - \theta_{co}^* \cdot \theta_V^* \cdot \theta_I^*) \quad (2.28)$$

En supposant  $I_{ph} \gg I_0$  et à l'aide des Équations (2.1), (2.2), (2.8) et (2.9), ces différents facteurs sont donnés par les relations suivantes :

$$\theta_{co}^* = \frac{V_{co}}{V_g} = \frac{nk_B T}{E_g} \ln \left( 1 + \frac{I_{ph}}{I_0} \right) \quad (2.29)$$

$$\theta_V^* = \frac{V_m}{V_{co}} = 1 - \frac{\ln(\ln(I_{ph}/I_0))}{\ln(I_{ph}/I_0)} \quad (2.30)$$

$$\theta_I^* = \frac{I_m}{I_{cc}} = 1 - \frac{1}{\ln(I_{ph}/I_0)} \quad (2.31)$$

Ainsi, les dégradations en tension ( $\theta_{co}^* \theta_V^*$ ) et en courant ( $\theta_I^*$ ) lors de la conversion du rayonnement solaire en électricité apparaissent explicitement dans l'Équation (2.28). La destruction énergétique électrique dépend alors essentiellement de la température de la cellule et de l'énergie solaire reçue.

L'ensoleillement peut être déterminé de manière analytique [78] ou à l'aide de logiciels commerciaux (TRNSYS par exemple) mais des mesures expérimentales sont généralement les plus appropriées. En ce qui concerne la température de la cellule, un bilan d'énergie peut être appliqué au panneau. Si le rayonnement est connu, cette équation est de type implicite en  $T_c$  dont  $V_m$  et  $I_m$  dépendent. Le rendement électrique peut également être utilisé au lieu de  $V_m$  et  $I_m$ . Toutefois, cette résolution implicite peut être évitée soit en se basant sur une régression linéaire du rendement en température [34], soit en supposant le rendement aux conditions de référence (STC) [146]. En effet, même si le rendement varie avec l'ensoleillement et la température, la quantité d'électricité reste relativement faible par rapport à l'ensoleillement reçu et influence assez légèrement le bilan d'énergie.

### 2.2.3 Exemple d'utilisation des facteurs de réduction

Les facteurs de réduction  $\theta_{co}^*$ ,  $\theta_V^*$  et  $\theta_I^*$  révèlent les défauts de fabrication et les limites d'opération des différentes technologies photovoltaïques. Ainsi, ils permettent de comparer des modules PV utilisant la même technologie. Plusieurs panneaux commerciaux de type polycristallin, monocristallin et amorphe (à simple jonction) ont été comparés aux conditions de référence (ensoleillement de  $1000 \text{ W/m}^2$ , température de module de  $25^\circ\text{C}$ ). Ils sont listés au Tableau 2.3.

Les effets causés par la qualité des matériaux ainsi que les défauts liés à la fabrication peuvent être déterminés à partir de l'efficacité maximale ( $\eta_{rs-elec}$ ) et du facteur de réduction de la tension en circuit-ouvert ( $\theta_{co}^*$ ). Ensuite, les pertes électriques sont représentées par le facteur de forme, ce

qui correspond aux écarts de comportement du système réel par rapport au cas idéal (qualité de la jonction PN, résistances électriques internes, pertes de courant à la jonction, etc.). À l'aide des facteurs réducteurs, les effets sur le courant ( $\theta_I^*$ ) et sur la tension ( $\theta_V^*$ ) peuvent également être évalués séparément. Les valeurs des efficacités électriques maximale  $\eta_{rs-elec}$  (Équation 2.26) et réelle  $\eta_{PV}$  (Équation 1.27) sont illustrées sur la Figure 2.5 tandis que les différents facteurs réducteurs sont donnés à la Figure 2.6.

Tableau 2.3 : Panneaux photovoltaïques commerciaux basés sur les technologies polycristalline, monocristalline et amorphe (à simple jonction).

Technologie	Panneau (Manufacturier)
Polycristalline	MSX64 (Solarex® <sup>12</sup> ), KD50SE-1P (Kyocera® <sup>13</sup> ), C123p (Conergy® <sup>14</sup> ), KC200GT (Kyocera® <sup>13</sup> ), MSX120 (BP Solar® <sup>15</sup> )
Monocristalline	SP75 (Shell Solar® <sup>16</sup> ), BP585 (BP Solar® <sup>15</sup> ), SM50-H (Shell Solar® <sup>16</sup> ), ASE-100-DG-UT (Schott Solar® <sup>17</sup> ), NT51A85E50 (Sharp® <sup>18</sup> )
Amorphe	SA-100 (Sunner Solar® <sup>19</sup> ), B107W (Intersolar® <sup>20</sup> ), LSU (Kaneka® <sup>21</sup> )

<sup>12</sup> Marque de commerce de Solarex

<sup>13</sup> Marque de commerce de Kyocera Corporation

<sup>14</sup> Marque de commerce de Conergy

<sup>15</sup> Marque de commerce de BP

<sup>16</sup> Marque de commerce de Shell

<sup>17</sup> Marque de commerce de Schott AG

<sup>18</sup> Marque de commerce de Sharp Electronics Corporation

<sup>19</sup> Marque de commerce de Sunner Solar

<sup>20</sup> Marque de commerce de Intersolar

<sup>21</sup> Marque de commerce de Kaneka Corporation



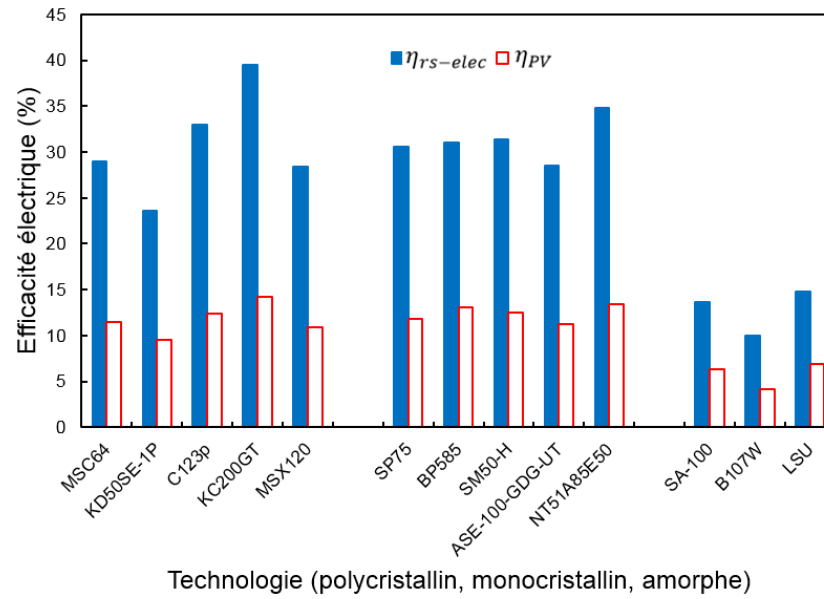


Figure 2.5 : Efficacités électriques (maximale, réelle) des panneaux aux conditions de référence pour plusieurs technologies.

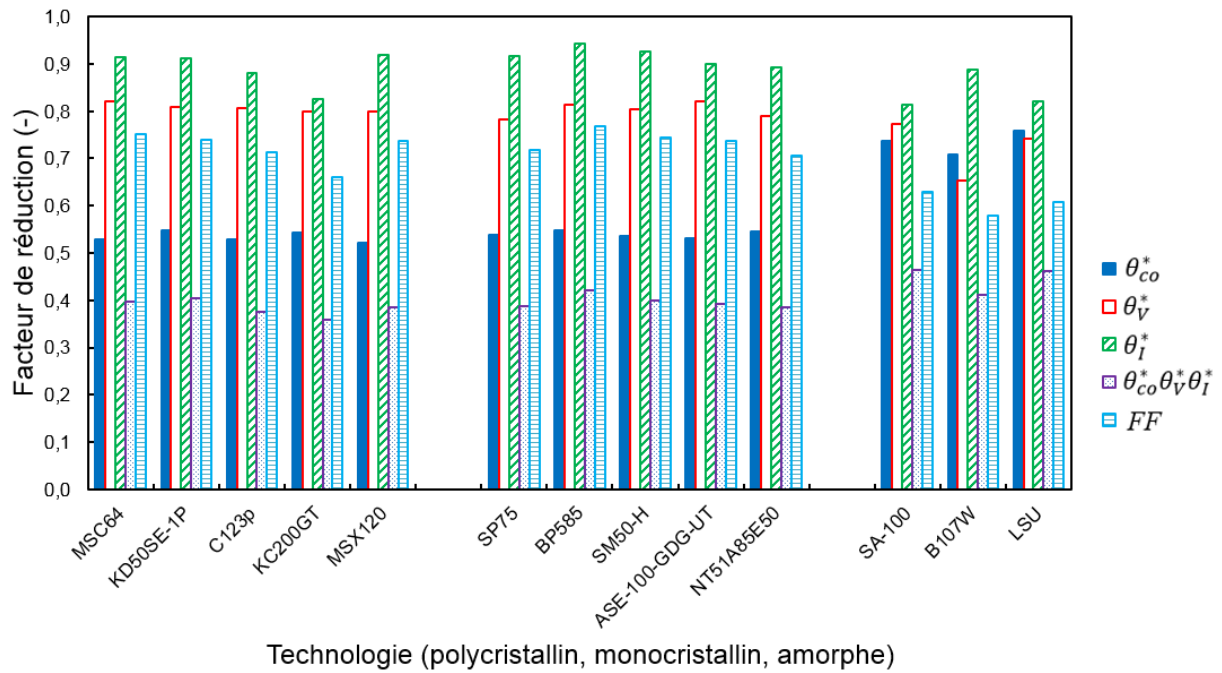


Figure 2.6 : Facteurs de réduction des panneaux aux conditions de référence pour plusieurs technologies.

Les valeurs des différents panneaux ont également été résumées dans le Tableau 2.4. Il est clair que la technologie monocristalline offre les meilleurs résultats pour les efficacités de conversion et le facteur de forme, même si le facteur  $\theta_{co}^*$  n'est pas nécessairement élevé. Certains panneaux de type polycristallin atteignent les mêmes performances que la technologie monocristalline ; toutefois, ces unités sont caractérisées par une large gamme de valeurs, en particulier pour le facteur de forme. Ainsi, les valeurs obtenues montrent de grandes variations entre panneaux d'une même technologie. De plus, les modules au silicium à simple jonction ont les plus faibles efficacités et facteur de forme (essentiellement à cause de  $\theta_V^*$ ) même s'ils possèdent la valeur de  $\theta_{co}^*$  la plus élevée.

Tableau 2.4 : Tableau récapitulatif des valeurs typiques des panneaux photovoltaïques commerciaux basés sur les technologies polycristalline, monocristalline et amorphe.

	Polycristalline	Monocristalline	Amorphe
$\eta_{rs-elec}$	0.236 – 0.395	0.285 – 0.349	0.100 – 0.148
$\eta_{PV}$	0.095 – 0.142	0.112 – 0.134	0.041 – 0.068
$\theta_{co}^*$	0.522 – 0.548	0.532 – 0.548	0.708 – 0.759
$\theta_V^*$	0.799 – 0.822	0.783 – 0.821	0.652 – 0.773
$\theta_I^*$	0.826 – 0.920	0.893 – 0.944	0.815 – 0.889
$FF$	0.661 – 0.752	0.706 – 0.769	0.580 – 0.630
$\theta_{co}^* \theta_V^* \theta_I^*$	0.359 – 0.462	0.385 – 0.421	0.411 – 0.464

Ces différents résultats sont valables pour des panneaux aux conditions de référence ; ils peuvent varier sensiblement à faible ensoleillement et à des températures extrêmes. Ainsi, l'utilisation de ces coefficients peut apporter de l'information pour améliorer les panneaux photovoltaïques mais également aider les ingénieurs à effectuer de rapides comparaisons entre les différentes technologies et panneaux à des conditions données. Il faut noter que ces facteurs de réduction sont basés sur le modèle à simple diode ; il ne caractérise pas de manière précise toutes les technologies et

ces facteurs ne sont pas nécessairement valables pour des technologies telles que les multijonctions, les cellules CIGS (cuivre, indium, gallium, sélénium) ou CdTe (tellurure de cadmium).

Dans ce chapitre, un nouveau modèle explicite a tout d'abord été développé pour exprimer la tension et le courant aux différents points caractéristiques des modules PV. Par la suite, c'est l'aspect exergetique qui a été analysé avec l'étude de la conversion du rayonnement solaire en électricité. Le modèle énergétique proposé a alors été utilisé pour cibler et quantifier les irréversibilités dans ce type d'unité. Les panneaux photovoltaïques étant les seules unités électriques considérées dans cette thèse, le chapitre suivant couvrira la modélisation et l'analyse des unités thermiques.

### CHAPITRE 3 MODÈLE ET ANALYSE DES UNITÉS THERMIQUES

*I'm not an environmentalist. I'm a cultural repairman. It's all about efficient and restorative use of resources to make the world secure, prosperous and life-sustaining.*

Amory Lovins (1947-)

Contrairement aux unités électriques où seuls les modules PV ont été retenus, plusieurs systèmes thermiques ont été intégrés dans cette recherche. Parmi elles, les capteurs solaires et les unités photovoltaïques/thermiques, les pompes à chaleur (de type eau-eau et air-air) ainsi que les appoints électriques. Les réservoirs de stockage sont également inclus tandis que le circuit de distribution (plancher chauffant, diffusion directe dans l'air ou avec serpentins, récupération de chaleur, etc.) n'est pas évoqué. Toutes ces unités correspondent à la majeure partie de l'équipement thermique utilisé pour le chauffage, l'eau chaude et la climatisation des bâtiments. Comme pour le deuxième chapitre et les unités électriques, des modèles simples et explicites sont requis et seront développés individuellement. Par la suite, la plupart de ces modèles (c'est-à-dire excepté celui pour les unités PV/T) seront évalués pour une combinaison donnée de systèmes, illustrée sur la Figure 3.1, une pompe à chaleur solaire avec stockage de glace et réservoir d'eau chaude.

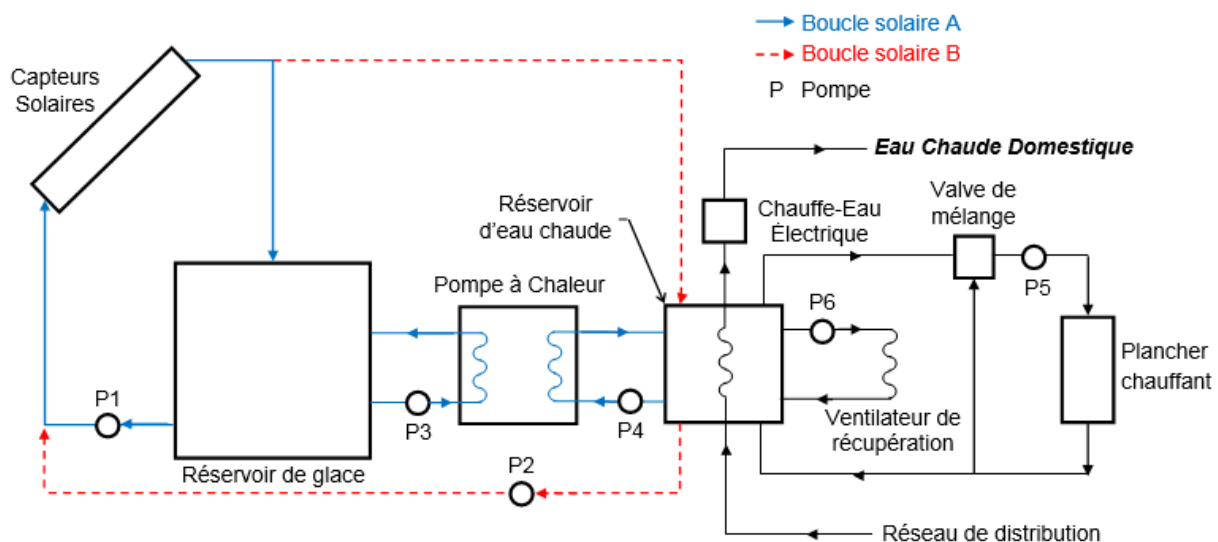


Figure 3.1 : Scénario énergétique de Tamasauskas et al. [51].

Cette disposition a été étudiée dans le passé par Tamasauskas et al. [51] et fait intervenir des capteurs solaires, une pompe à chaleur de type eau-eau, des systèmes de stockage thermique et des appoints électriques. Les performances énergétiques (*COP*) ont été évaluées à l'aide du logiciel TRNSYS par Tamasauskas et al. [51] pour différentes dimensions de l'équipement (capteurs solaires, stockage de glace, réservoir d'eau chaude). Ainsi, les résultats de Tamasauskas et al. [51] pourront être comparés avec les prédictions obtenues à l'aide des modèles proposés afin de vérifier la cohérence du comportement énergétique entre les deux types de simulation. Cette comparaison sera effectuée dans le chapitre suivant, le quatrième, et la présence de la Figure 3.1 à ce stade de cette thèse permet de justifier le développement des modèles de ce chapitre ainsi que leur utilité.

### 3.1 Capteur solaire et système photovoltaïque/thermique (PV/T)

Les fiches techniques des capteurs solaires font intervenir plusieurs coefficients qui permettent d'estimer la chaleur récupérée et c'est cette relation, utilisée dans des logiciels de modélisation comme TRNSYS, qui a été retenue pour les modéliser. À l'instar de celui pour les panneaux PV, ce modèle dépend de l'ensoleillement, des températures d'opération et des données de fabricants. En ce qui concerne le système photovoltaïque/thermique, le manque de standards pour les fiches techniques freine leur pénétration sur le marché [159] et un modèle plus spécifique aux dimensions de l'unité a été effectué. L'aspect exergetique de la récupération de chaleur complète la partie électrique vue au Chapitre 2 ; cette section fait également partie de la publication dans la revue scientifique *Energy & Buildings* [146].

#### 3.1.1 Modèle énergétique du capteur solaire

La relation introduite par Hottel & Whillier [160] est l'expression la plus courante pour calculer la chaleur récupérée par un capteur solaire. Elle a été déterminée à partir d'un bilan d'énergie et fait intervenir l'ensoleillement capté par le dispositif ainsi qu'un coefficient de pertes thermiques,  $U_{L,col}$ , qui dépend de la conception du capteur et de ses différentes dimensions caractéristiques. Son expression est donnée ci-dessous :

$$\dot{Q}_{col} = S_{col} \left[ E(\tau_g \alpha_c)_e - U_{L,col}(T_{col} - T_a) \right] \quad (3.1)$$

où  $S_{col}$  est la surface du capteur tandis que  $(\tau_g \alpha_c)_e$  est le produit effectif de la transmittance et de l'absorptance du capteur. Cette relation fait intervenir la température du capteur, c'est-à-dire la valeur moyenne de celle de la plaque absorbante ; cependant, elle n'est pas facile à calculer ni à mesurer. Par conséquent, l'introduction d'un facteur de récupération de chaleur  $F_R$  permet d'éviter ce calcul et de faire intervenir la température du caloporteur en entrée à la place. De cette manière, l'Équation (3.1) devient [160] :

$$\dot{Q}_{col} = S_{col} F_R \left[ E(\tau_g \alpha_c)_e - U_{L,col}(T_{in,col} - T_a) \right] \quad (3.2)$$

Le facteur de récupération représente le rapport entre le gain d'énergie réel et le celui maximum qui aurait pu être récupéré si la température du capteur était homogène et égale à celle en entrée du caloporteur ( $T_{in,col}$ ). Il fait intervenir à la fois les propriétés du caloporteur (débit, chaleur massique) et celles du capteur (coefficients de transfert de chaleur, propriétés optiques) ; les mécanismes de transfert de chaleur par conduction, convection et rayonnement sont ainsi inclus dans ce terme.

D'un point de vue pratique, ce coefficient dépend du type et des dimensions du capteur mais également des conditions d'opération (températures, débits) qui influencent le transfert de chaleur ; il n'est donc pas toujours évident à calculer. D'après Duffie & Beckman [78], le coefficient de pertes  $U_{L,col}$  dépend essentiellement de la température. Ils ont alors proposé une approximation linéaire de ce coefficient donné par :

$$U_{L,col} = a_{L,col} + b_{L,col}(T_{in,col} - T_a) \quad (3.3)$$

Elle permet d'exprimer, à partir de l'Équation (3.2), le rendement du capteur sous la forme suivante :

$$\eta_{col} = a_{0,col} - a_{1,col} \frac{(T_{in,col} - T_a)}{E} - a_{2,col} \frac{(T_{in,col} - T_a)^2}{E} \quad (3.4)$$

où  $a_{0,col}$ ,  $a_{1,col}$  et  $a_{2,col}$  sont des coefficients constants exprimant le rendement en fonction de l'ensoleillement et des températures de l'air extérieur et en entrée du caloporteur. Ils sont fournis

par les manufacturiers, ce qui rend cette dernière expression très pratique. C'est par exemple celle utilisée dans le logiciel de modélisation TRNSYS. Elle peut d'ailleurs être corrigée pour tenir compte de l'angle d'incidence ; le logiciel TRNSYS permet cette option mais ce n'est pas le cas dans cette recherche. Les montages en série et en parallèle influencent également la température en sortie de l'assemblage de capteurs. Toutefois, dans ce travail de recherche, cet aspect n'est pas étudié et l'assemblage de capteurs est considéré comme un seul capteur de surface équivalente. Finalement, le coefficient de pertes du capteur solaire requiert  $a_{L,col}$  et  $b_{L,col}$  qui peuvent être déterminés à partir de  $a_{0,col}$ ,  $a_{1,col}$  et  $a_{2,col}$ . En effet,  $a_{L,col}=a_{1,col}/a_{0,col}$  et  $b_{L,col}=a_{2,col}/a_{0,col}$ . À l'aide de l'Équation (3.1), la température du capteur (soit la plaque absorbante) peut être retrouvée assez rapidement. Elle sera nécessaire pour les calculs exergetiques.

### 3.1.2 Modèle énergétique du système photovoltaïque/thermique

Les modules photovoltaïques/thermiques combinent les capteurs solaires avec des panneaux PV. Ainsi, la portion de rayonnement qui n'a pas été convertie en électricité, soit  $\dot{Q}_L$  dans l'Équation (2.24), est récupérée sous forme de chaleur à l'aide d'échangeurs de chaleur. En supposant un facteur de remplissage égal à un, c'est-à-dire que les cellules solaires occupent la totalité de la surface du module PV, ce type d'équipement a été illustré à la Figure 3.2 où les différentes quantités d'énergie ont également été représentées. Celle thermique  $\dot{Q}_R$  est récupérée en chauffant un fluide caloporteur dont la température augmente de  $T_{in}$  à  $T_{out}$  ; la valeur moyenne pour le fluide est  $\bar{T}_R$ . Finalement, toute l'énergie ne peut pas être récupérée et une partie  $\dot{Q}'_L$  est perdue vers l'environnement à la température  $T_a$ . Si elle est utilisée pour chauffer un bâtiment afin de maintenir une température  $T_r$  constante, les pertes du bâtiment  $\dot{Q}_{pertes}$  sont compensées par l'énergie récupérée. Pour un facteur de remplissage de un, l'aire occupée par le panneau est la même que celles du panneau lui-même et du système PV/T au complet. L'usage de cette énergie permet également de refroidir la température du module ; ainsi, les performances électriques, meilleures à basses températures, peuvent être améliorées pour les modules PV/T comparés aux panneaux PV. L'hypothèse sur le facteur de remplissage (égal à 1) est basée sur une analyse exergetique rapide du système PV/T ; l'électricité est une énergie noble comparée à la chaleur, ce qui conduit à favoriser la conversion en électricité plutôt qu'en chaleur dans les modules PV/T. Toutefois, ce n'est pas forcément la solution optimale. En effet, un trop grand remplissage pourrait aboutir à une importante quantité de chaleur accumulée par le panneau PV qui entraînerait une diminution

du travail électrique. Les performances pourraient alors être plus faibles par rapport à une situation où le taux de remplissage est inférieur à un mais où une bande absorbante est utilisée pour capter le rayonnement solaire passant à travers le module PV.

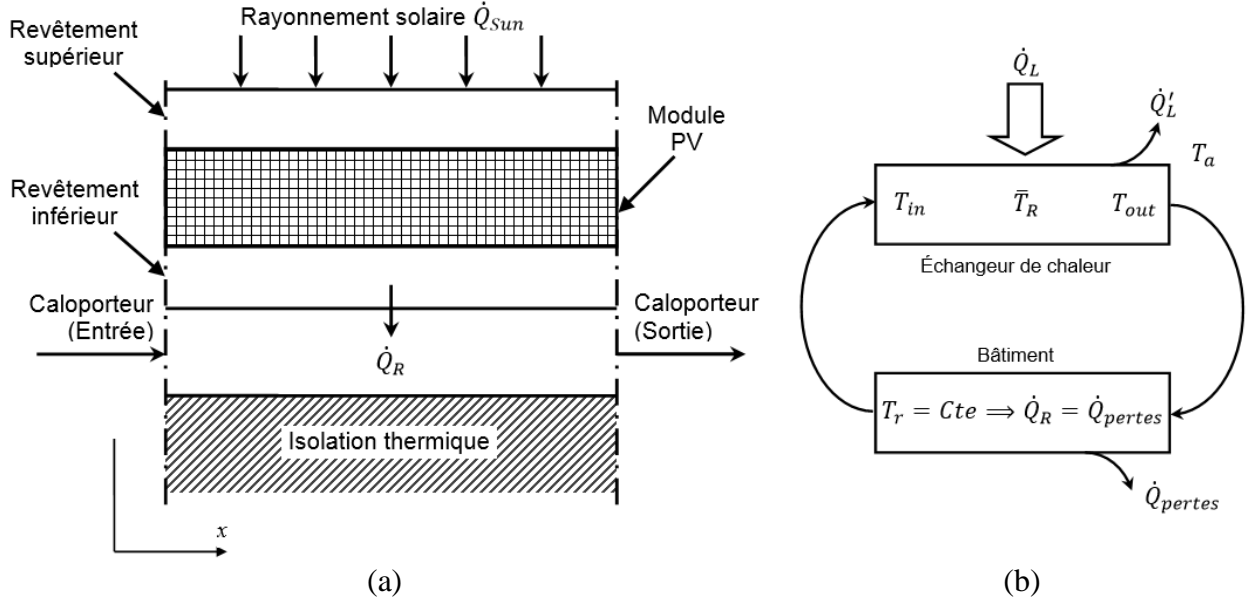


Figure 3.2 : (a) Schéma simplifié du système PV/T et (b) diagramme des flux de chaleur de l'unité de récupération de chaleur.

Dubey et al. [34] ont proposé des expressions analytiques pour déterminer directement la température de la cellule ainsi que l'efficacité électrique. Le modèle proposé est basé sur ce travail et dépend des dimensions spécifiques de l'installation PV/T. Contrairement aux capteurs solaires, l'absence de standards et de certification ont limité leur essor [159] et une étude au cas par cas des unités est nécessaire. Le bilan énergétique sur le module photovoltaïque du système PV/T s'écrit comme suit :

$$\alpha_c \tau_g E = \alpha_c \tau_g \eta_c E + U_{L,PV/T}(T_c - T_a) + U_{R,PV/T}(T_c - T_R) \quad (3.5)$$

où  $U_{L,PV/T}$  et  $U_{R,PV/T}$  sont les coefficients globaux de transfert de chaleur pour les pertes vers l'extérieur et la récupération d'énergie tandis que  $\eta_c$  est l'efficacité électrique du module PV.  $E$  est l'ensoleillement reçu.  $T_c$  et  $T_R$  sont les températures du module et du fluide caloporteur.



Comme il a déjà été mentionné pour la détermination de la température du module, considérer l'efficacité  $\eta_c$  constante dans le bilan d'énergie a une faible influence sur ce dernier. Ainsi, la température du module peut être déterminée avec l'équation suivante :

$$T_c = \frac{\alpha_c \tau_g (1 - \eta_{c,ref}) E + U_{L,PV/T} T_a + U_{R,PV/T} T_R}{U_{L,PV/T} + U_{R,PV/T}} \quad (3.6)$$

où  $\eta_{c,ref}$  est le rendement du module PV aux conditions de références (STC). Ensuite, le bilan d'énergie sur le caloporteur s'écrit comme suit :

$$\frac{\dot{m}_{calo} c_{p,calo}}{b} \frac{dT_R}{dx} = U_{R,PV/T} (T_c - T_R) \quad (3.7)$$

où  $\dot{m}_{calo}$  et  $c_{p,calo}$  sont les débit et chaleur massique du caloporteur, respectivement, tandis que  $b$  est la largeur du système PV/T. En remplaçant l'Équation (3.6) dans (3.7), l'évolution de la température du caloporteur selon la position dans le canal s'écrit comme suit :

$$T_R(x) = \left( \frac{\alpha_c \tau_g (1 - \eta_{c,ref}) E}{U_{L,PV/T}} + T_a \right) (1 - \exp(-Cx)) + T_{in} \exp(-Cx) \quad (3.8)$$

où  $C = \frac{U_{L,PV/T} U_{R,PV/T}}{U_{L,PV/T} + U_{R,PV/T}} \frac{b}{\dot{m}_{calo} c_{p,calo}}$ . Comme la température du caloporteur varie le long du canal, sa valeur moyenne peut être considérée comme la variable qui contrôle la température du module PV et la récupération de chaleur. Ainsi, elle dépend directement de la température du caloporteur en entrée et en intégrant le long du canal, elle est donnée par :

$$\bar{T}_R = \frac{1 - \exp(-CL_{PV/T})}{CL_{PV/T}} T_{in} + \left( \frac{\alpha_c \tau_g (1 - \eta_{c,ref}) E}{U_{L,PV/T}} + T_a \right) \left( 1 - \frac{\exp(-CL_{PV/T})}{CL_{PV/T}} \right) \quad (3.9)$$

où  $L_{PV/T}$  est la longueur du canal. Dubey et al. [34] ont analysé les performances de systèmes PV/T à New Dehli (Inde) durant le mois d'avril où les températures ambiantes fluctuaient entre 30 et 38°C. Ce n'est pas le cas des pays froids comme le Canada et où faire circuler l'air ambiant

pour chauffer directement est impossible. Toutefois, cette énergie peut être utilisée pour pré-chauffer l'air ou la recirculation d'un mélange d'air vicié et d'air neuf.

Une fois que  $T_{in}$  est fixée, les différentes quantités d'énergies illustrées sur la Figure 3.2 peuvent être calculées de la manière suivante :

$$\dot{W}_{PV} = V_m I_m = \alpha_c \tau_g \eta_c S_{PV} E \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_R = U_{R,PV/T} S_{PV} (T_c - \bar{T}_R) \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}'_L = U_{L,PV/T} S_{PV} (T_c - T_a) + (1 - \alpha_c \tau_g) S_{PV} E \quad (3.12)$$

L'Équation (3.10) permet de calculer l'efficacité électrique du module PV. En réalité,  $\eta_c$  correspond au rapport entre l'électricité générée et l'ensoleillement ayant été absorbé par le module PV, c'est-à-dire, après avoir traversé le revêtement supérieur (Figure 3.2). Ainsi, le produit  $\alpha_c \tau_g E$  correspond au terme  $E'$  de l'Équation (2.26).

Les quantités de chaleur reçues, récupérées et perdues ont été déterminées pour les capteurs solaires et les systèmes PV/T tandis que le calcul des températures d'opération, nécessaires pour évaluer les facteurs Carnot, ont également été présentées. L'exergie des deux unités peut maintenant être étudié ; c'est l'objet de la section suivante.

### 3.1.3 Exergie des deux systèmes

D'un point de vue exergétique, l'exergie de la chaleur récupérée, que ce soit pour le capteur solaire ou pour le système PV/T, est associée à la température  $\bar{T}_R$  du caloporteur, soit le potentiel du fluide pour une application quelconque. Toutefois, une analyse plus rigoureuse doit tenir compte de l'utilité finale ; ainsi, le coefficient de Carnot associé à cette usage est  $\theta_r = 1 - T_0/T_r$  où  $T_r$  est la température de réutilisation de l'énergie. Dans le cadre du chauffage d'un bâtiment, elle peut être celle de l'air de la pièce, celle requise pour l'eau chaude domestique ou encore celle d'un réservoir de stockage. Des contraintes sur la température de sortie du capteur ou système PV/T, et donc sur  $\bar{T}_R$ , sont appliquées pour satisfaire les conditions de transfert de chaleur. Le bilan d'exergie peut alors s'écrire de la manière suivante :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Sun}\psi_P &= \dot{Q}_R\theta_r + \dot{W}_{PV} \times 1 + D'_{total} \\ &= \dot{Q}_R\theta_r + \dot{W}_{PV} \times 1 + [\dot{Q}_R(\psi_P - \theta_r) + \dot{Q}'_L\psi_P + \dot{W}_{PV}(\psi_P - 1)]\end{aligned}\quad (3.13)$$

avec le bilan d'énergie donné par :

$$\dot{Q}_{Sun} = \dot{Q}_R + \dot{Q}'_L + \dot{W}_{PV} \quad (3.14)$$

Si le terme  $\dot{Q}_R$  est négligé (voir la Figure 3.2), ces bilans sont valables pour le panneau photovoltaïque tandis qu'ils caractérisent le capteur solaire si c'est  $\dot{W}_{PV}$  qui est supprimé. La destruction exergetique est exprimée par la somme de deux pertes thermiques et de la revalorisation du travail de  $\psi_P$  à 1. Ainsi, le but de la récupération d'énergie thermique est clairement exprimé dans le terme d'irréversibilité de l'Équation (3.13) c'est-à-dire augmenter la performance électrique (en diminuant la température du module) et produire un effet thermique utile. Ainsi, l'efficacité exergetique pour le système PV/T est donnée par :

$$\psi_{PV/T} = \frac{\dot{Q}_R\theta_r + \dot{W}_{PV} \times 1}{\left(1 - \frac{4}{3}\frac{T_0}{T_{Sun}} + \frac{1}{3}\left(\frac{T_0}{T_{Sun}}\right)^4\right) A_{PV}E} \quad (3.15)$$

À l'instar des bilans, négliger tour à tour  $\dot{Q}_R$  et  $\dot{W}_{PV}$  dans l'Équation (3.15) revient à exprimer l'efficacité exergetique respectivement pour le panneau PV et le capteur solaire. Il faut mentionner que cette expression est différente de celles introduites par Sahin et al. [111] et Joshi et al. [112] où les pertes électriques ( $V_{co}I_{cc} - V_m I_m$ ) sont associées au facteur Carnot du module PV [111] et où la chaleur perdue vers l'environnement, associée au facteur Carnot du module PV/T, est un effet néfaste de l'exergie utile du panneau PV et devient utile pour le système PV/T [112]. Il faut également noter que l'exergie du rayonnement est différente.

### 3.1.4 Comparaison des modèles

Le modèle a été utilisé pour évaluer les performances d'un système PV/T pour chauffer un bâtiment soumis aux conditions climatiques de Montréal. Les résultats ont été comparés à ceux obtenus avec le modèle de Dubey et al. [34]. Les caractéristiques du module PV Shell Solar®<sup>16</sup> SP-75

ont été considérées ; elles sont similaires à celles du système étudié par Dubey et al. [34]. Par ailleurs, avec le module SP-75, le facteur de remplissage est de 0.89, une valeur légèrement différente de celle obtenue par Dubey et al. [34] (0.83). Il faut toutefois noter que le facteur de remplissage est égal à 1 dans le modèle proposé, ce qui affecte seulement la partie thermique du bilan d'énergie. Les paramètres thermiques et électriques de cette étude de cas sont donnés au Tableau 3.1.

Tableau 3.1 : Paramètres électriques (module SP-75 à 25°C, AM 1.5, 1000 W/m<sup>2</sup>) et thermiques du système PV/T.

Paramètres électriques	Valeur	Paramètres électriques	Valeur
$L$	1.2 m	$\dot{m}_{calo}$	0.0058 kg/s
$b$	0.527 m	$c_{p,calo}$	1.005 kJ/kgK
$N_s$	36	$\alpha_c$	0.9
$E_g$	1.12 eV	$\tau_g$	0.95
$V_{co}$	21.7 V	$L_g$	0.003 m
$V_m$	17.0 V	$K_g$	1.1 W/mC
$I_{cc}$	4.8 A	$h_o$	7.6 W/m <sup>2</sup> C
$I_m$	4.4 A	$h_i$	8.8 W/m <sup>2</sup> C
$\eta_0$	0.14	$U_L$	7.5 W/m <sup>2</sup> C
$\mu_I$	+2 mA/°C	$U_R$	8.6 W/m <sup>2</sup> C
$\mu_V$	-76 mV/°C		

Le coefficient de transfert de chaleur par convection de l'air dans le conduit est calculé avec  $h_i=2.8+3v$  où  $v=2$  m/s est la vitesse de l'air (caloporteur) tandis que celui de l'air ambiant est obtenu à partir de  $h_o=5.7+3.8V$  où  $V=0.5$  m/s est la vitesse de l'air ambiant [34]. Les coefficients globaux de transfert de chaleur sont ainsi exprimés comme suit :

$$U_{L,PV/T} = \left( \frac{L_g}{K_g} + \frac{1}{h_0} \right)^{-1} \quad (3.16)$$

$$U_{R,PV/T} = \left( \frac{L_g}{K_g} + \frac{1}{h_i} \right)^{-1} \quad (3.17)$$

Tout d'abord, les températures d'opération ont été calculées en supposant que l'air ambiant est le caloporteur du système PV/T. Comme les coefficients de transfert de chaleur et les différences de températures sont constantes lorsque  $T_0$  augmente (les températures évoluent avec la même pente en fonction de  $T_{in}$ ), les pertes et les gains solaires sont constants. Seule l'électricité obtenue varie légèrement et diminue lorsque la température extérieure augmente ; c'est cette variation qui conduit à une légère erreur sur le bilan d'énergie. À  $T_0=30^\circ\text{C}$  et  $E=500 \text{ W/m}^2$ , les températures du module et de l'air (caloporteur) sont respectivement  $58.0^\circ\text{C}$  et  $39.3^\circ\text{C}$  pour le modèle proposé et  $55.7^\circ\text{C}$  et  $39.1^\circ\text{C}$  pour le modèle de Dubey et al. [34]. Par conséquent, même si, les températures de l'air dans le conduit sont très proches, celle du module est plus élevée de  $2.3^\circ\text{C}$  pour le modèle proposé, ce qui est dû à la valeur du facteur de remplissage. Les différences relatives sur la puissance électrique, les pertes et les gains thermiques par rapport au modèle de Dubey et al. [34] sont de -1.3%, +2.6% et -8.1%. Dans les deux premiers cas, l'erreur est principalement due à la température du module tandis que pour la chaleur récupérée, c'est l'absence de bande absorbante et la valeur du facteur de remplissage qui conduisent à sous-évaluer la récupération de chaleur.

### 3.1.5 Influence de la température du caloporteur en entrée

Le modèle proposé a été comparé à celui de Dubey et al. [34] afin d'examiner les différences dans le calcul des températures entre les deux modèles ; l'air ambiant est alors utilisé comme caloporteur. Toutefois, selon les applications, la température du caloporteur en entrée est restreinte à certaines gammes. Dans cette recherche, la valeur de  $20^\circ\text{C}$  a été considérée pour le chauffage d'un bâtiment ; ainsi, la température minimale (en supposant des échangeurs de chaleur de taille infinie) en sortie du caloporteur ( $T_{out}$ ) est également de  $20^\circ\text{C}$  pour assurer le chauffage. Cette condition peut être étendue à une valeur minimale de  $20^\circ\text{C}$  pour  $T_R$ . Se servir de l'air ambiant comme caloporteur n'étant pas approprié pour les conditions hivernales de Montréal, un mélange entre air vicié et air neuf semble plus pertinent. Par conséquent, pour  $E$  variant de 100 à

$1000 \text{ W/m}^2$  et  $T_{in}$  de  $10$  à  $20^\circ\text{C}$ , la température minimale requise pour le chauffage varie de  $-79$  à  $53^\circ\text{C}$ , ce qui couvre une plage supérieure à  $130^\circ\text{C}$ . Ainsi, le choix de  $T_{in}$  est essentiel et déterminera les performances globales du système PV/T.

En considérant  $T_{in}=18^\circ\text{C}$ , l'influence de la température extérieure sur celle du module et du caloporteur a été étudiée à deux niveaux d'ensoleillement,  $200$  et  $500 \text{ W/m}^2$ . Elles ont été tracées sur la Figure 3.3. Tout d'abord, la zone de fonctionnement a été déterminée dans les deux cas de figure ( $200$  et  $500 \text{ W/m}^2$ ). Elle satisfait une valeur minimale de  $20^\circ\text{C}$  pour la température moyenne du caloporteur  $T_R$  et des valeurs de  $9$  et  $-20^\circ\text{C}$ , respectivement pour  $200$  et  $500 \text{ W/m}^2$ , ont été obtenues.

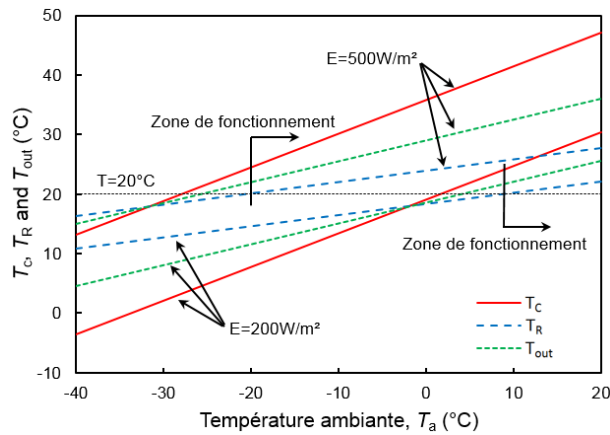


Figure 3.3 : Températures des cellules photovoltaïques, de la récupération de chaleur et du caloporteur en sortie en fonction de la température ambiante à deux niveaux d'ensoleillement.

Ensuite, il est clair que les températures du module ( $T_c$ ) et du caloporteur ( $T_R$ ) varient linéairement avec celle de l'air ambiant  $T_a$  et que seules les pentes diffèrent. En effet, la pente de la température du module est plus élevée que celle du caloporteur à cause de la valeur constante de  $T_{in}$  (voir l'Équation 3.9) ; toutefois elles deviennent égales lorsque  $T_{in}=T_a$ . Ainsi, fixer  $T_{in}$  provoque de plus faibles variations de  $\bar{T}_R$  alors que  $T_c$  est très affectée.

### 3.1.6 Évaluation exergetique

L'évaluation exergetique a été effectuée pour une température du caloporteur en entrée de  $18^{\circ}\text{C}$  et un ensoleillement de  $500 \text{ W/m}^2$ , ce qui conduit à une valeur minimale pour celle de l'air extérieur de  $-20^{\circ}\text{C}$ . L'air ambiant a été considéré comme environnement de référence de l'analyse exergetique. L'erreur sur le bilan d'énergie a été évaluée dans ces conditions spécifiques et pour  $T_0$  variant de  $-20$  à  $20^{\circ}\text{C}$ . Elle a été légèrement sous-estimée avec une valeur relative moyenne de 1.5%, ce qui représente moins de 5 W. Sachant que l'ensoleillement peut énormément fluctuer selon les conditions météorologiques, cette erreur est considérée comme acceptable. Les résultats ont par la suite été présentés avec les efficacités énergétique et exergetique. Du fait de la haute température de la surface du Soleil (soit 5762 K), l'exergie solaire peut être considérée constante et indépendante des variations de la température ambiante. Par conséquent, l'étude des efficacités donne une bonne indication de l'évolution des termes d'exergie utile (électricité et chaleur).

En particulier, les efficacités énergétiques ont été calculées selon les contributions électrique et/ou thermique des modules PV et PV/T : *a)* rendement électrique du système PV sans refroidissement, *b)* rendement électrique et *c)* rendement thermique de l'unité PV/T, *d)* rendement total du système PV/T. Ce dernier a été calculé en effectuant la somme des termes électrique et thermique. Les résultats, tracés sur la Figure 3.4, indiquent que les efficacités électriques diminuent tandis que le rendement thermique et total du PV/T augmentent lorsque la température ambiante, et donc celle du module, augmente.

Les rendements électriques varient entre 8 et 11%, ce qui est assez faible comparé au rendement maximal de conversion du rayonnement en électricité ( $36\pm 0.5\%$ ), soit l'Équation (2.26), et au rendement thermique du système PV/T (de 7 à 33%). Il est clair que cette dernière dépend des pertes thermiques et varie donc fortement avec la température ambiante. En réalité, les pertes et gains thermiques sont contrôlés par les différences  $(T_c - T_a)$  et  $(T_c - \bar{T}_R)$ , respectivement (valeurs quasi-identiques des coefficients de transfert de chaleur). Par conséquent, en se basant sur l'aspect énergétique, le module PV/T présente la meilleure efficacité et peut être amélioré en augmentant la récupération de chaleur. De plus, le rendement électrique est meilleur pour le panneau PV, ce qui donne une bonne indication de l'utilité des systèmes PV/T et de l'avantage à opérer à faible température du module.

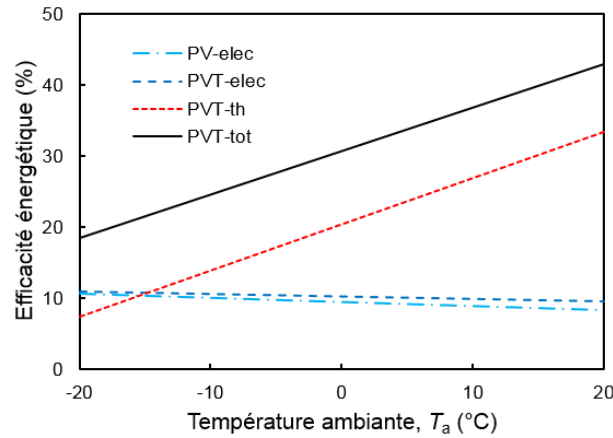


Figure 3.4 : Efficacité énergétique des systèmes PV et PV/T en fonction de la température ambiante pour  $E=500 \text{ W/m}^2$  et  $T_{in}=18^\circ\text{C}$ .

Comme pour l'aspect énergétique, c'est l'efficacité exergétique qui a été utilisée pour étudier les contributions électrique et thermique des unités PV et PV/T ; les résultats sont fournis sur la Figure 3.5.

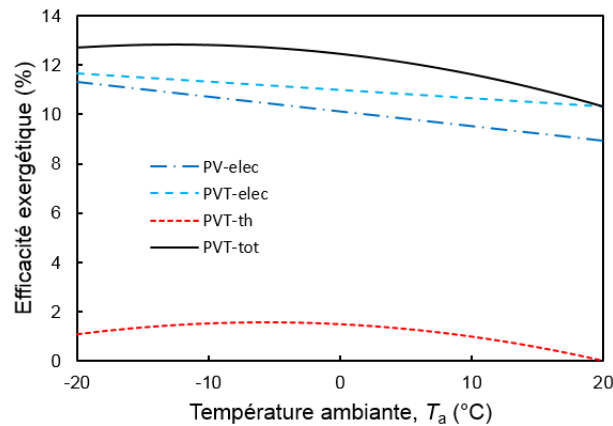


Figure 3.5 : Efficacité exergétique des systèmes PV et PV/T en fonction de la température ambiante pour  $E=500 \text{ W/m}^2$  et  $T_{in}=18^\circ\text{C}$ .

Comme attendu, les efficacités électriques (énergétique et exergétique) ont la même valeur ; cependant, l'efficacité exergétique thermique ne suit pas un comportement linéaire comme c'est le cas sur la Figure 3.4. Malgré l'augmentation de la récupération de chaleur, le facteur Carnot diminue avec l'augmentation de la température ambiante, ce qui aboutit à une valeur maximale de



l'exergie de récupération de chaleur. Cette valeur est obtenue pour  $T_0 = -6^\circ\text{C}$  et décrit le compromis entre ces deux comportements. Contrairement à l'évaluation énergétique, la contribution électrique est beaucoup plus importante dans l'efficacité exergétique totale du système PV/T ; en réalité, la faible valeur de l'exergie thermique est due aux valeurs proches des températures du bâtiment et de l'air extérieur. Il est clair que l'efficacité exergétique totale est beaucoup plus importante grâce à la contribution de deux effets ; l'exergie de récupération de chaleur est un effet utile tandis que le processus de refroidissement de la cellule permet de meilleurs rendements électriques. Un maximum est atteint à  $-13^\circ\text{C}$ . Cette efficacité varie bien évidemment avec les paramètres de conception ; les effets de la vitesse du caloporteur, l'ensoleillement, la vitesse du vent et la longueur des conduits ont ainsi été étudié par Sarhaddi et al. [161]. Par la suite, les causes de la destruction d'exergie ont été analysées ; elles sont représentées sur la Figure 3.6.

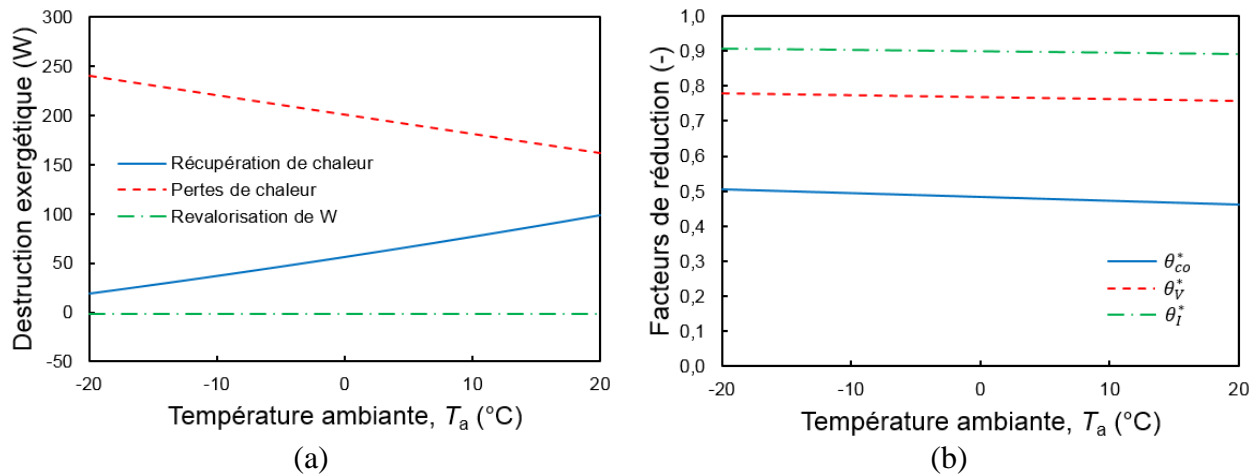


Figure 3.6 : (a) Irréversibilité totale et (b) facteurs de réduction en fonction de la température ambiante pour  $E=500 \text{ W/m}^2$  et  $T_{in}=18^\circ\text{C}$ .

D'abord, le terme relatif au gain de chaleur a la même allure que l'efficacité énergétique thermique ; de ce fait, une forte augmentation de la chaleur récupérée produit forcément une diminution des pertes thermiques. À noter que la revalorisation du travail représente 2 W. Ces comportements sont essentiellement dus aux faibles variations du facteur de Petela (Équation 1.4) et du coefficient Carnot associés à la température de réutilisation de l'énergie. De plus, les facteurs de réductions, présentés à la Section 2.2.2, ont également été analysés. Ils diminuent en fonction de

la température ambiante et ce sont les facteurs de réduction en tension qui sont les plus affectés par la température. Celui de la tension en circuit-ouvert  $\theta_{co}^*$  et celui de la tension  $\theta_V^*$  sont respectivement inférieur à 0.5 et d'environ 0.77. En revanche, l'effet de la température sur le courant est moindre et le facteur de réduction  $\theta_I^*$  est égal à 0.90. Le modèle énergétique présenté sert à calculer la température du module d'un système PV/T (ou PV), ce qui est vital pour déterminer les performances électriques des unités, grandement dépendantes de celle des cellules PV. De plus, l'utilité de la récupération de chaleur a été analysée pour le climat de Montréal à travers les températures d'opération et les quantités de chaleur récupérées.

Dans la suite de cette thèse, l'unité PV/T ne sera pas intégrée dans la superstructure ni dans les scénarios énergétiques analysés et seuls les capteurs solaires et panneaux photovoltaïques seront insérés. Toutefois, ce type d'unité pourrait clairement être ajouté à l'équipement pour de futurs travaux d'optimisation. Les unités solaires sélectionnées étant complètement modélisées, c'est la pompe à chaleur qui constitue le deuxième élément important de ce chapitre.

### 3.2 Pompe à chaleur

La modélisation des pompes à chaleur est généralement effectuée en suivant deux approches : soit à partir des catalogues de manufacturiers (analyse d'unités existantes), soit à partir de modèles utilisant les propriétés thermodynamiques du fluide réfrigérant (analyse de systèmes bien définis). De plus, l'évaluation exergetique requiert de connaître les températures d'opération du fluide caloporteur (en entrée à l'évaporateur et au condenseur) et du réfrigérant (au condenseur et à l'évaporateur, ou simplement celles de condensation et d'évaporation). Ce type d'analyse, appliqué à des systèmes existants (unités commerciales, paramètres de conception inconnus), nécessite alors les propriétés thermodynamiques du réfrigérant, ce qui limite son usage aux spécialistes et aux processus bien définis. Ainsi un modèle exergetique qui n'utilise pas les propriétés des réfrigérants serait très utile pour rendre plus accessible ce type d'évaluation. De plus, les performances reposent sur les catalogues de manufacturiers de pompes à chaleur (performances en fonction des températures de caloporteur) et de compresseurs (performances en fonction de celles du réfrigérant) ; toutefois, le lien entre les deux n'a jamais été évalué pour des unités existantes. Par conséquent, c'est l'étude de cette section où un nouveau modèle exergetique des pompes à chaleur a été proposé et où le lien entre températures de caloporteur et de réfrigérant a été analysé. Cette partie pourrait faire l'objet d'une publication dans la revue *Energy & Buildings*.

### 3.2.1 Modèle exergétique proposé

Tout d'abord, par soucis de clarté des notations dans ce paragraphe et pour faciliter le suivi de la démarche, deux figures, illustrées au Chapitre 1, sont à nouveau représentées. Il s'agit des diagrammes  $T$ - $s$  et  $P$ - $h$  (Figure 1.17) et de la nomenclature des températures à l'évaporateur et au condenseur (Figure 1.18). Elles sont respectivement représentées aux Figures 3.7 et 3.8. Ainsi,  $T_{23}$  et  $T_{41}$  sont respectivement celles au condenseur et à l'évaporateur tandis que  $T_{cond}$  et  $T_{evap}$  sont celles de condensation et d'évaporation du réfrigérant. Finalement, les températures entropiques moyennes  $\tilde{T}_{cond}$  et  $\tilde{T}_{evap}$  sont déterminées à partir de  $T_{in,cond}$ ,  $T_{out,cond}$ ,  $T_{in,evap}$  et  $T_{out,evap}$ .

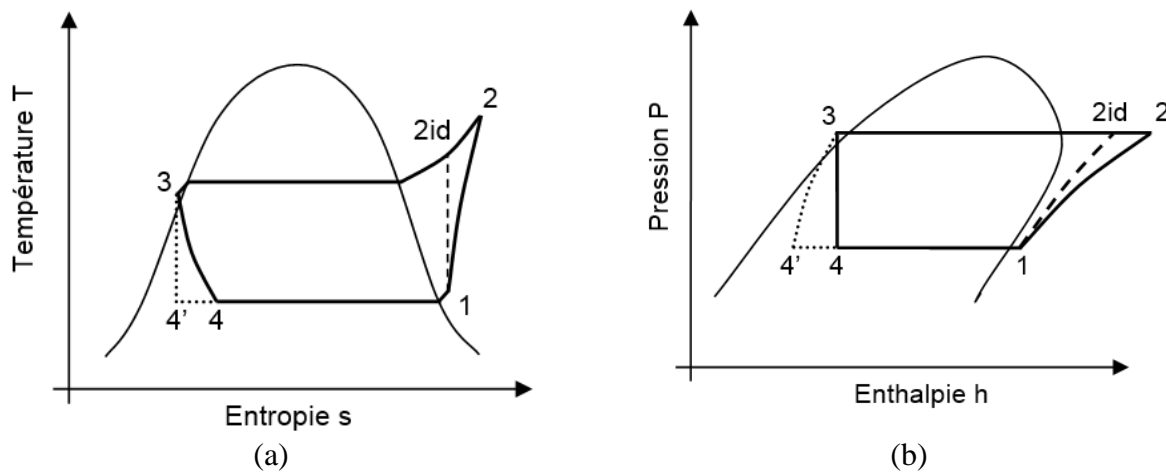


Figure 3.7 : Diagrammes (a)  $T$ - $s$  et (b)  $P$ - $h$  du cycle thermodynamique du réfrigérant de la PàC.

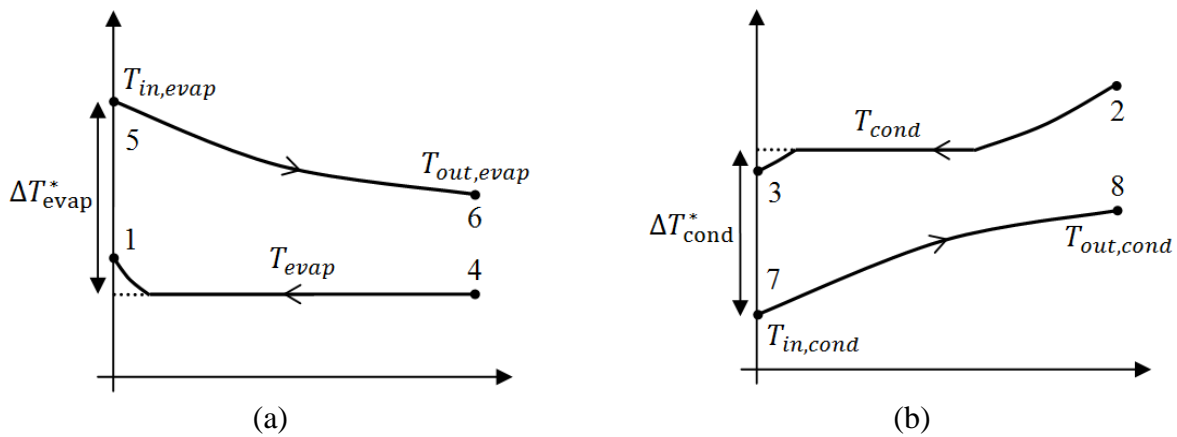


Figure 3.8 : Distribution des températures (a) à l'évaporateur et (b) au condenseur d'une pompe à chaleur pour des échangeurs à contrecourant.

La modélisation exergetique proposée est présentée en deux parties distinctes. Tout d'abord, les équations du modèle seront dérivées de l'approche classique. Les principales différences et les avantages de cette modélisation seront par la suite discutés. À défaut d'avoir besoin des propriétés thermodynamiques des fluides (caloporteur, réfrigérant) comme l'enthalpie ou l'entropie, le modèle proposé requiert de connaître les températures d'opération (caloporteur, réfrigérant). Une méthode sera alors décrite pour les estimer ; elle constituera la deuxième partie de cette section.

### i) Modélisation exergetique

En combinant les Équations (1.35)-(1.38) et en utilisant les notions présentées à la Section 1.2, le bilan d'exergie de la pompe à chaleur peut être exprimé comme suit :

$$\dot{Q}_{evap}\tilde{\theta}_{evap} + \dot{W}_{compr} \times 1 = \dot{Q}_{cond}\tilde{\theta}_{cond} + [\dot{D}_{compr} + \dot{D}_{cond} + \dot{D}_{valve} + \dot{D}_{evap}] \quad (3.18)$$

où  $\tilde{\theta}_{evap}$  et  $\tilde{\theta}_{cond}$  sont les facteurs Carnot associés aux températures entropiques moyennes du caloporteur, respectivement à l'évaporateur et au condenseur. Les termes de destructions, généralement calculés à partir des Équations (1.28)-(1.31), sont quant à eux présentés entre crochets. Les irréversibilités dans les échangeurs de chaleur (respectivement condenseur et évaporateur) expriment la dégradation du potentiel thermique de la chaleur lors des échanges [65] et s'écrivent comme suit :

$$\dot{D}_{cond} = \dot{Q}_{cond}(\theta_{23} - \tilde{\theta}_{cond}) \quad (3.19)$$

$$\dot{D}_{evap} = \dot{Q}_{evap}(\tilde{\theta}_{evap} - \theta_{evap}) \quad (3.20)$$

où  $\theta_{23}$  et  $\theta_{evap}$  font référence aux températures du réfrigérant au condenseur et à l'évaporateur. Les indices utilisés font référence à ceux présentés sur la Figure 3.7. À l'évaporateur, la majeure partie de l'échange de chaleur s'effectue à température constante du réfrigérant (voir Figure 3.8). Ainsi, la température de l'évaporateur est assimilable à celle d'évaporation du fluide réfrigérant, soit  $T_{evap} = T_{41}$ . Cet échange à température constante n'est pas valable pour le condenseur où la température du fluide réfrigérant varie lorsque ce dernier est surchauffé (voir Figure 3.8). Finalement, il reste à exprimer les pertes exergetiques dans le compresseur et dans la valve d'expansion. Toutefois, les irréversibilités dans le compresseur dépendent de la température du

réfrigérant en sortie du compresseur tandis que la valve, considérée comme isenthalpique, pose problème pour exprimer l'exergie comme le produit d'un terme d'énergie et d'un facteur de qualité. Il devient difficile de les exprimer séparément mais, à l'aide des Équations (3.18)-(3.20), elles peuvent être regroupées :

$$(\dot{D}_{compr} + \dot{D}_{valve}) = \dot{W}_{compr}(1 - \theta_{23}) - \dot{Q}_{evap}(\theta_{23} - \theta_{evap}) \quad (3.21)$$

À partir de cette équation, la consommation d'électricité au compresseur permet de revaloriser la chaleur à l'évaporateur du potentiel thermique de l'évaporateur à celui du condenseur. L'étude des irréversibilités dans les composants permet alors d'expliquer le comportement de la destruction exergétique totale de la pompe à chaleur. Toutefois, ces unités combinent plusieurs flux d'énergie ; l'électricité pour faire fonctionner le compresseur et la chaleur à revaloriser provenant de sources diverses. Ces dernières peuvent faire intervenir des énergies dites renouvelables comme c'est le cas pour les pompes à chaleur solaires (rayonnement solaire), géothermiques (énergie thermique stockée dans le sol) ou encore celles basées sur l'air ambiant. Il peut alors être intéressant d'analyser les pertes liées à chaque courant d'énergie (électricité, chaleur). En effet, la source de chaleur peut être considérée comme une énergie gratuite et seule l'électricité sera payée par l'utilisateur ; les destructions exergétiques du courant renouvelable ont alors moins d'importance que celles liées au courant non renouvelable. À l'aide des Équations (3.19)-(3.21), les irréversibilités liées aux courants renouvelable (chaleur)  $\dot{D}_{P\hat{a}C,ren}$  et non renouvelable (électricité)  $\dot{D}_{P\hat{a}C,non-ren}$  peuvent être exprimées comme suit :

$$\dot{D}_{P\hat{a}C,ren} = \dot{Q}_{evap}(\tilde{\theta}_{evap} - \theta_{evap} + \theta_{23} - \tilde{\theta}_{cond}) \quad (3.22)$$

$$\dot{D}_{P\hat{a}C,non-ren} = \dot{W}_{compr}(1 - \tilde{\theta}_{cond}) - \dot{Q}_{evap}(\theta_{23} - \theta_{evap}) \quad (3.23)$$

Ainsi, la chaleur à l'évaporateur  $\dot{Q}_{evap}$  est transférée de la source  $\tilde{\theta}_{evap}$  jusqu'au potentiel énergétique de l'évaporateur  $\theta_{evap}$  puis, une fois revalorisée, elle est dégradée du potentiel du condenseur  $\theta_{23}$  jusqu'à celui de l'utilisation  $\tilde{\theta}_{cond}$ , le chauffage par exemple. Pour y arriver, un travail a dû être consommé et la haute qualité de l'énergie a été dégradée de 1 jusqu'au potentiel de l'utilisation  $\tilde{\theta}_{cond}$  ; toutefois, l'électricité dépensée a également permis de revaloriser la chaleur

$\dot{Q}_{evap}$  du potentiel thermique de l'évaporateur  $\theta_{evap}$  jusqu'à celui du condenseur  $\theta_{23}$ . De cette manière, les différentes étapes de transformation de l'énergie sont suivies. À défaut d'exprimer séparément les pertes dans le compresseur et la valve d'étranglement, cette équation évite le calcul des propriétés du réfrigérant et dépend seulement des quantités d'énergie et des températures du condenseur et de l'évaporateur.

Les quantités d'énergies peuvent tout d'abord être déterminées à l'aide des catalogues de pompes à chaleur ou de compresseurs (voir la Section 1.5.2) en fonction, respectivement, des températures de caloporteurs et du réfrigérant (évaporation, condensation). Dans le cadre de la demande énergétique des bâtiments, les différents scénarios font généralement intervenir les températures des caloporteurs plutôt que celles du réfrigérant. Par exemple, pour la situation présentée à la Figure 3.1, la température en entrée de l'évaporateur correspond à celle du mélange eau/glace dans le réservoir de glace tandis que celle en entrée du condenseur est directement celle de l'eau du réservoir d'eau chaude. Par conséquent, l'utilisation des catalogues de pompes à chaleur semble le plus adéquat, d'autant plus que le lien entre températures des caloporteurs et celles d'évaporation et de condensation du fluide réfrigérant n'est pas forcément connu. Il doit malgré tout être estimé pour effectuer l'analyse exergétique. Ces valeurs peuvent être fournies par certains manufacturiers comme Boreal<sup>22</sup> [162] mais ce n'est généralement pas le cas pour Trane<sup>®10</sup> [117], Carrier<sup>®23</sup> [163] et ClimateMaster<sup>®24</sup> [164]. Elles peuvent être considérées constantes dans certaines études ; par exemple,  $\Delta T_{evap}^* = 6^\circ\text{C}$  et  $\Delta T_{cond}^* = 10^\circ\text{C}$  pour le type eau-eau [51] et  $\Delta T_{evap}^* = \Delta T_{cond}^* = 5^\circ\text{C}$  pour le type air-air [165]. Toutefois, ces valeurs dépendent des mécanismes de transfert de chaleur, eux-mêmes fonction des conditions d'opération ; il y a donc de fortes chances pour que ces paramètres varient également, de manière plus ou moins importante, en fonction des températures. Une méthode mathématique est décrite ci-dessous pour estimer le lien entre celles-ci.

---

<sup>22</sup> Marque de commerce de Géothermie Boréale Inc.

<sup>23</sup> Marque de commerce de Carrier Corporation

<sup>24</sup> Marque de commerce de ClimateMaster Inc.

## ii) Estimation des températures d'opération

Dans les catalogues de pompes à chaleur, les caractéristiques du compresseur sont données et plus particulièrement le « *Rated Load Ampere* » RLA (courant électrique maximum sous n'importe quelles conditions) et le « *Locked Rotor Ampere* » LRA (courant électrique attendu sous les conditions de démarrage au voltage maximum) ; ces valeurs sont typiques du compresseur installé dans le système. Ainsi, si le compresseur est connu, les deux catalogues peuvent être reliés et les températures des caloporteurs et du réfrigérant peuvent être estimées. Toutefois, il est rare que les valeurs des performances dans les deux catalogues (pompe à chaleur, compresseur) coïncident ; une interpolation est alors nécessaire.

Les données étant généralement plus nombreuses dans les catalogues compresseurs, la méthode proposée se base sur l'interpolation des données de ce type de catalogue. Ainsi, pour chaque couple de valeurs  $(\dot{Q}_{evap,P\dot{a}C}, \dot{W}_{compr,P\dot{a}C})$  du catalogue pompe à chaleur, la distance entre le point de calcul et une donnée du catalogue compresseur est calculée comme suit :

$$d_k = \sqrt{\left(\frac{\dot{Q}_{evap,P\dot{a}C} - \dot{Q}_{evap,compr}^k}{\dot{Q}_{evap,P\dot{a}C}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{W}_{compr,P\dot{a}C} - \dot{W}_{compr,compr}^k}{\dot{W}_{compr,P\dot{a}C}}\right)^2} \quad (3.24)$$

où  $(\dot{Q}_{evap,P\dot{a}C}, \dot{W}_{compr,P\dot{a}C})$  et  $(\dot{Q}_{evap,compr}, \dot{W}_{compr,compr})$  sont les performances extraites des catalogues de pompes à chaleur et de compresseurs, respectivement. Les trois points les plus proches du point de calcul, c'est-à-dire ayant la distance la plus faible, sont alors sélectionnés pour déterminer les coefficients d'interpolation. Lors de la résolution, il est possible que la matrice soit singulière ou mal conditionnée ; un point peut alors être changé afin que la matrice respecte un conditionnement inférieur à 3500, un déterminant (en valeur absolue) supérieur à 1 et une distance  $d_k$  inférieure à 0.1. De telles restrictions permettent respectivement, de limiter la sensibilité du résultat vis-à-vis de l'erreur sur les données de catalogues, d'éviter les matrices singulières et de ne pas trop s'éloigner du point d'étude. La méthode proposée est illustrée sur la Figure 3.9. Si les points d'interpolation ne sont pas satisfaisants, le point de fonctionnement de la pompe à chaleur est ignoré. Les différences de températures entre réfrigérant et caloporteurs (voir la Figure 3.8)  $\Delta T_{evap}^* = T_{in,evap} - T_{evap}$  et  $\Delta T_{cond}^* = T_{cond} - T_{in,cond}$  peuvent alors être calculées.

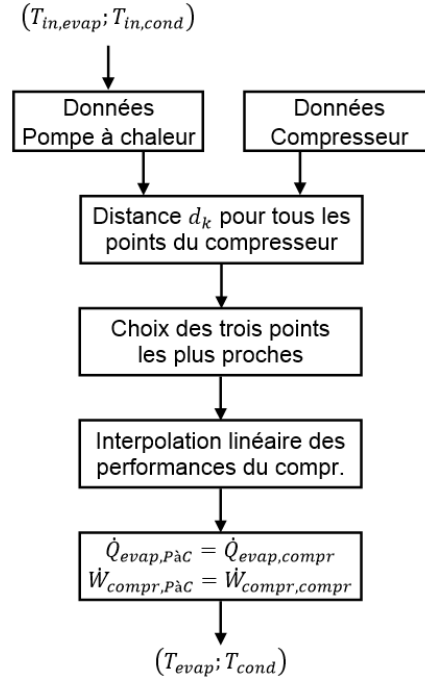


Figure 3.9 : Méthode mathématique pour calculer les différences de températures entre réfrigérant et caloporteur.

Afin de déterminer entièrement le modèle exergetique proposé, il reste alors à calculer la différence entre la température du condenseur et celle de condensation du réfrigérant  $\Delta T_{cond-23} = T_{23} - T_{cond}$  (voir la Figure 3.8). Elle fait référence à l'état du fluide réfrigérant dans le condenseur. Ainsi, une forte valeur de  $\Delta T_{cond-23}$  reflète une température élevée en sortie du compresseur  $T_2$  et une portion importante de l'échange de chaleur s'effectue lorsque le réfrigérant est surchauffé (voir la Figure 3.8). La quantité de chaleur transférée au condenseur étant déterminée à l'aide des catalogues de manufacturiers,  $T_{23}$  est seulement requise pour l'analyse exergetique. Par conséquent, les irréversibilités dans le condenseur peuvent être calculées à l'aide de l'approche classique et  $T_{23}$  peut être évaluée de manière à vérifier exactement cette valeur. Autrement dit, elle est estimée à l'aide de l'Équation (3.19) où  $\dot{D}_{cond}$  est obtenue à partir de l'approche classique (Équation 1.36).

Par conséquent, même si les irréversibilités dans le compresseur et la valve d'étranglement ne peuvent être dissociées, le modèle exergetique proposé permet d'éviter le calcul des propriétés thermodynamiques des fluides caloporteurs et du réfrigérant et repose seulement sur les quantités d'énergie et les températures d'opération. Ces dernières doivent malgré tout être déterminées ;



une méthode mathématique ( $\Delta T_{evap}^*$ ,  $\Delta T_{cond}^*$ ) ainsi qu'une expression ( $\Delta T_{cond-23}$ ) ont été présentées pour y arriver. Dans la section suivante, l'approche proposée a été comparée à celle classique pour plusieurs modèles de pompes à chaleur issus du manufacturier Trane®<sup>10</sup> [117].

### 3.2.2 Comparaison entre le modèle proposé et l'approche classique

Six unités de pompes à chaleur Trane®<sup>10</sup> de type eau-eau (T1GW018, T1GW025 et T1GW050) et de type air-air (4WCY4042, 4WCY4048 et 4WCY4060) [117] ont été analysées pour comparer les résultats obtenus avec l'approche classique et ceux du modèle exergétique proposé. La température de référence pour l'analyse exergétique est 0°C. La comparaison a été effectuée en deux étapes. La première consiste à évaluer le modèle exergétique. Les températures d'opération ( $\Delta T_{evap}^*$ ,  $\Delta T_{cond}^*$ ) ont tout d'abord été calculées et ont permis de comparer par la suite les performances exergétiques obtenues avec l'approche classique et avec le modèle proposé. La deuxième phase est une analyse d'incertitude pour estimer la propagation de l'erreur associée aux températures d'opération sur les performances exergétiques de la pompe à chaleur.

#### i) Modèle exergétique

Dans les catalogues du manufacturier Trane®<sup>10</sup>, les paramètres d'opération de la pompe à chaleur sont fournies en fonction des températures des caloporteurs en entrée de l'évaporateur ( $T_{in,evap}$ ) et du condenseur ( $T_{in,cond}$ ) pour les différents modes d'opération (chauffage, climatisation). Entre autres, les performances (capacité de la PàC, travail au compresseur) et les conditions d'opération (débits et températures des caloporteurs en entrée et en sortie de l'évaporateur et du condenseur) sont données. La première étape pour comparer les modèles exergétique consiste à évaluer les différences  $\Delta T_{evap}^*$  et  $\Delta T_{cond}^*$  ; pour ce faire, les catalogues doivent être reliés. Les correspondances entre pompes à chaleur et compresseurs sont données au Tableau 3.2. Les caractéristiques des compresseurs ont été obtenues avec le logiciel *Product Selection Software* de Emerson Climate Technologies®<sup>25</sup> [166].

À l'aide du Tableau 3.2, les compresseurs des pompes à chaleur ont été identifiés, ce qui permet d'appliquer la méthode mathématique illustrée sur la Figure 3.9 pour estimer  $\Delta T_{evap}^*$  et  $\Delta T_{cond}^*$ .

---

<sup>25</sup> Marque de commerce d'Emerson Electric Co

Les valeurs obtenues pour ces différences de températures et, par la suite des résultats de l'analyse exergetique, seront examinées dans la section suivante. Une fois calculées, ces températures ne peuvent pas être comparées directement à des données car les catalogues de pompes à chaleur ne donnent aucune information sur celles du réfrigérant. Toutefois, leur consistance peut être évaluée en reliant à nouveau les deux types de catalogues.

Tableau 3.2 : Liste et caractéristiques des pompes à chaleur étudiées.

Pompe à chaleur	Compresseur	RLA/LRA	Réfrigérant	Voltage/Hz/Phase
T1GW018	ZP16K3E-PFV	10.3/51	R-410a	208-230/60/1
T1GW025	ZP23K3E-PFV	13.5/61	R-410a	208-230/60/1
T1GW050	ZP51K5E-PFV	26.4/134	R-410a	208-230/60/1
4WCY4042	ZP36K3E-PFV	18.6/105	R-410a	208-230/60/1
4WCY4048	ZP41K3E-PFV	20.5/109	R-410a	208-230/60/1
4WCY4060	ZP49K5E-PFV	25/134	R-410a	208-230/60/1

En effet, les performances du compresseur peuvent être calculées à l'aide de l'approximation polynomiale (relation de Stoecker & Jones [119] décrite à la Section 1.5.2) et des valeurs obtenues précédemment pour les  $\Delta T^*$ . Elles doivent alors concorder avec les données du catalogue de la pompe à chaleur. L'erreur relative entre les performances de la PàC (données de catalogues) et celles du compresseur déterminées analytiquement (approximation polynomiale et valeurs de  $\Delta T^*$ ) est donnée au Tableau 3.3. À partir de ce tableau, l'erreur moyenne sur les performances dépasse rarement 2%, ce qui est acceptable. De plus, les erreurs sont plus importantes pour le travail du compresseur que pour la capacité de la pompe à chaleur, ce qui peut s'expliquer par les valeurs généralement plus faibles du travail dans les catalogues compresseurs par rapport à ceux de pompes à chaleur. Cette différence peut provenir des consommations auxiliaires (pompe, ventilateur, dégivrage, etc.) qui ne sont pas forcément incluses dans les catalogues compresseurs.

Tableau 3.3 : Erreur relative entre les performances de la pompe à chaleur et celles du compresseur calculées analytiquement.

Modèle de PàC	Erreur relative (%) moyenne (maximale) sur	
	$\dot{Q}_{evap}$	$\dot{W}_{compr}$
T1GW018	1.33 (4.08)	1.62 (3.24)
T1GW025	1.50 (5.48)	2.23 (3.95)
T1GW050	1.34 (6.03)	1.90 (6.08)
4WCY4042	0.53 (2.16)	1.15 (3.47)
4WCY4048	0.51 (1.77)	1.20 (3.56)
4WCY4060	0.67 (4.48)	2.03 (5.02)

Une fois les  $\Delta T^*$  estimées, le modèle exergetique proposé peut être comparé à l'approche classique. Cette dernière requiert la modélisation du cycle thermodynamique dont les diagrammes  $T-s$  et  $P-h$  sont donnés à la Figure 3.7. Pour ce faire, il a été effectué en se basant sur les données des catalogues de manufacturiers (capacité et travail au compresseur de la pompe à chaleur, températures des caloporteurs en entrée) et sur l'estimation des températures d'évaporation et de condensation du réfrigérant tandis qu'un sous-refroidissement et une surchauffe du réfrigérant ont été supposés constants à 5°C. L'erreur en utilisant la méthode proposée par rapport à l'approche classique a été évaluée pour les six pompes à chaleur de Trane®<sup>10</sup>. Elle a été calculée pour les pertes ( $\dot{D}_{compr} + \dot{D}_{valve}$ ), indissociables dans le modèle proposé, et pour ( $\dot{D}_{evap} + \dot{D}_{cond}$ ), afin d'éviter les erreurs non représentatives lorsque les valeurs d'irrégibilités sont faibles (notamment pour  $\dot{D}_{evap}$ ). Il faut également rappeler que l'erreur sur les irrégibilités au condenseur est nulle car la destruction exergetique a permis de calculer la température  $T_{23}$ .

Les erreurs obtenues au Tableau 3.4 sont relativement faibles et montrent la quasi-équivalence des deux méthodes malgré des approches différentes. En effet, l'erreur relative sur  $\dot{D}_{total}$  est de l'ordre de 0.01% et indique que les irrégibilités totales dans la pompe à chaleur, et donc le bilan exergetique, sont très bien estimées et que seule la répartition peut différer légèrement par rapport à l'approche classique (erreur moyenne inférieure à 0.87%).

Tableau 3.4 : Erreur relative sur les irréversibilités de la pompe à chaleur obtenues avec le modèle proposé par rapport à celles de l'approche classique.

Modèle de PàC	Erreur relative (%) moyenne (maximale) sur		
	$\dot{D}_{evap} + \dot{D}_{cond}$	$\dot{D}_{compr} + \dot{D}_{valve}$	$\dot{D}_{total}$
T1GW018	0.84 (1.03)	0.53 (1.10)	0.01 (0.01)
T1GW025	0.87 (1.02)	0.64 (1.01)	0.01 (0.03)
T1GW050	0.71 (0.89)	0.71 (1.24)	0.01 (0.02)
4WCY4042	0.54 (0.77)	0.42 (0.70)	0.01 (0.04)
4WCY4048	0.46 (0.60)	0.36 (0.60)	0.01 (0.03)
4WCY4060	0.48 (0.64)	0.39 (0.70)	0.01 (0.03)

Les résultats résumés dans les Tableaux 3.3 et 3.4 rassurent quant à la validité, respectivement, de la méthode mathématique pour relier les températures des caloporteurs et du réfrigérant et du modèle exergetique proposé. Toutefois, si les conditions d'opération ne correspondent pas aux données des catalogues de manufacturiers, une interpolation est nécessaire pour estimer les différences  $\Delta T^*$ . C'est pourquoi une analyse de sensibilité des performances exergetiques vis-à-vis de l'incertitude sur les températures d'opération a également été effectuée.

### ii) Sensibilité de l'analyse exergetique vis-à-vis de l'incertitude sur les températures

Que ce soit avec l'approche classique ou le modèle proposé, l'analyse exergetique dépend des températures d'opération. Leur impact sur les performances exergetiques a été évaluée en analysant la propagation de l'erreur  $\varepsilon_{\dot{D}}$ , et plus particulièrement la valeur maximale  $\varepsilon_{\dot{D},max}$ , associée à la température de l'évaporateur (assimilable à celle d'évaporation du réfrigérant)  $T_{evap}$  et à celle du condenseur  $T_{23}$  sur la destruction exergetique  $\dot{D}$ . Elle a été calculée comme suit :

$$\varepsilon_{\dot{D}} \leq \varepsilon_{\dot{D},max} = \left| \frac{1}{\dot{D}} \frac{\partial \dot{D}}{\partial T_{evap}} T_{evap} \varepsilon_{T_{evap}} \right| + \left| \frac{1}{\dot{D}} \frac{\partial \dot{D}}{\partial T_{23}} T_{23} \varepsilon_{T_{23}} \right| \quad (3.25)$$

où  $\varepsilon_{\dot{D}} = \Delta\dot{D}/\dot{D}$  est l'erreur relative associée aux irréversibilités  $\dot{D}$  tandis que  $\varepsilon_{T_{evap}}$  et  $\varepsilon_{T_{23}}$  font référence aux erreurs relatives respectivement associées aux températures de l'évaporateur et du condenseur. Cette expression a été appliquée séparément à deux termes,  $\dot{D} = \dot{D}_{compr} + \dot{D}_{valve}$  et  $\dot{D} = \dot{D}_{evap} + \dot{D}_{cond}$ , pour des écarts de 1, 3 et 5°C sur  $T_{evap}$  et  $T_{23}$  ; les résultats sont présentés sur la Figure 3.10 pour six modèles de pompes à chaleur.

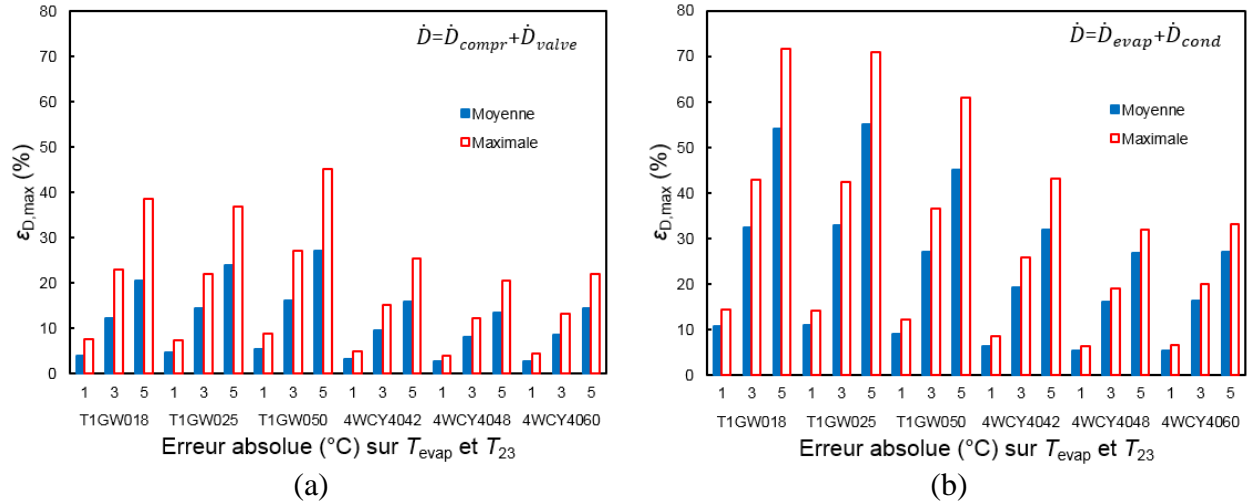


Figure 3.10 : Sensibilité de la destruction exergétique vis-à-vis des températures pour  
(a) le compresseur et la valve et (b) l'évaporateur et le condenseur.

Il est clair que les températures d'opération influencent grandement le calcul des irréversibilités, principalement celles dans les échangeurs, et plus particulièrement pour les unités de type eau-eau. Même si les erreurs moyennes peuvent atteindre jusqu'à 50%, il faut toutefois noter que les résultats présentés sur la Figure 3.10 sont les valeurs maximales de l'erreur  $\varepsilon_{\dot{D},max}$  associée à l'incertitude sur les températures. Ces valeurs élevées peuvent s'expliquer avec la différence  $(T_{23} - T_{evap})$ . En effet, un écart de 1°C sur  $T_{evap}$  et  $T_{23}$  peut soit garder la différence  $(T_{23} - T_{evap})$  constante ( $T_{evap}$  et  $T_{23}$  augmentent ou diminuent), soit la faire varier de 2°C (une température augmente et l'autre diminue). Dans le deuxième cas, le cycle thermodynamique illustré par les diagrammes  $T-s$  et  $P-h$  sur la Figure 3.7 peut s'en retrouver fortement modifié ; plus particulièrement avec un écart de 5°C qui peut provoquer une variation de 10°C dans la différence  $(T_{23} - T_{evap})$ . Malgré tout, les températures d'opération du réfrigérant sont des caractéristiques de

la conception de la pompe à chaleur et de la taille de ses échangeurs de chaleur. Elles varient donc selon la série et la taille des pompes à chaleur mais également d'un manufacturier à un autre. Par conséquent, le but de cette analyse d'incertitude est de dégager les tendances générales et les ordres de grandeur afin d'évaluer l'impact de leur calcul (valeurs constantes [51,165], approximation, interpolation, etc.) sur les résultats exergetiques. Il est clair que l'ajout de ces températures aux catalogues de manufacturiers pourrait être très pratique et diminuerait les erreurs sur les performances exergetiques.

Le modèle exergetique proposé fait intervenir les quantités d'énergies et les températures d'opération de la PàC. Il peut être très utile pour estimer les performances exergetiques d'unités existantes ou lorsque le cycle thermodynamique et/ou les paramètres de conception ne sont pas forcément connus. L'estimation des températures d'opération a tout d'abord été présentée et les performances exergetiques ont été par la suite comparées aux résultats obtenus avec l'approche classique pour six unités de pompes à chaleur. L'influence des températures d'évaporateur et de condenseur sur la destruction exergetique a finalement été évaluée.

Dans cette section, seules les erreurs sur le calcul des températures et les irréversibilités ont été estimées afin de vérifier la cohérence de la méthode proposée. La section suivante contient une analyse plus détaillée de deux unités ; la pompe à chaleur eau-eau T1GW050 et celle air-air 4WCY4048. Les différences de températures  $\Delta T_{evap}^*$ ,  $\Delta T_{cond}^*$  et  $\Delta T_{cond-23}$  et les performances exergetiques y sont présentées.

### 3.2.3 Performance exergetique d'unités existantes

Une pompe à chaleur est composée de plusieurs éléments dont les principaux sont un compresseur, un condenseur, une valve d'étranglement et un évaporateur. Par conséquent, les performances globales du système tiennent compte des performances individuelles des différents composants et des interactions entre eux [119]. Le comportement global de la PàC devient alors complexe à analyser [126]. En effet, le transfert de chaleur dans les échangeurs (évaporateur, condenseur) dépend des conditions d'opération des caloporteurs (débit, température et pression en entrée) qui sont généralement liées aux conditions extérieures. Ces paramètres modifient alors les conditions de transfert de chaleur (propriétés des fluides, coefficients de transfert de chaleur, etc.) et influencent le cycle thermodynamique du réfrigérant. Les étages de pression à l'évaporateur et au condenseur s'adaptent (pressions et températures de saturation, différences d'enthalpie) et

entraînent un changement de débit du réfrigérant. Par conséquent, les chaleurs échangées varient et, en plus du débit et de la différence d'enthalpie du réfrigérant, le fonctionnement du compresseur est altéré, ce qui modifie son rendement isentropique et la quantité d'électricité consommée. Les différences  $\Delta T_{evap}^*$ ,  $\Delta T_{cond}^*$  et  $\Delta T_{cond-23}$  et les performances exergetiques résultent de ce comportement complexe.

Les performances exergetiques d'une PaC eau-eau (T1GW050) et d'une unité air-air (4WCY4048) ont été évaluées à une référence constante à 0°C. Ce choix sera également discuté pour le cas de la pompe à chaleur air-air. Seule une unité de chaque type (eau-eau, air-air) est analysée dans cette section ; toutefois, les comportements observés sont similaires à ceux obtenus pour d'autres systèmes. Leurs études sont présentées à l'Annexe 2 pour des pompes à chaleur eau-eau (série W) et eau-air (série TF) de Boreal®<sup>22</sup> [162], des systèmes eau-eau de ClimateMaster®<sup>24</sup> (TMW036, TMW060) [164] et des unités eau-eau (T1GW018, T1GW025) et air-air (4WCY4042, 4WCY4060) de Trane®<sup>10</sup> [117]. Elles permettent également de vérifier la cohérence des températures d'opération obtenues avec la méthode mathématique et du comportement exergetique.

#### **i) Pompes à chaleur eau-eau de Trane®<sup>10</sup> (T1GW050)**

La méthode mathématique a tout d'abord été appliquée pour estimer les différences  $\Delta T_{evap}^*$  et  $\Delta T_{cond}^*$  où deux points du catalogue (sur 19) ont été ignorés. Les résultats sont illustrés respectivement sur les Figures 3.11 et 3.12. D'après ces figures, les gammes de valeurs sont assez conséquentes ;  $\Delta T_{evap}^*$  varie entre 8°C et 23°C tandis que les valeurs de  $\Delta T_{cond}^*$  s'échelonnent de 6°C à 14°C. De plus, la différence de températures à l'évaporateur  $\Delta T_{evap}^*$  varie approximativement linéairement avec  $T_{in,evap}$  tandis qu'elle conserve une valeur quasiment constante selon  $T_{in,cond}$ . En ce qui concerne  $\Delta T_{cond}^*$ , elle augmente quasi linéairement selon  $T_{in,evap}$  (à un taux inférieur à celui de  $\Delta T_{evap}^*$ ) tandis que sa valeur augmente légèrement selon  $T_{in,cond}$  avant de chuter. Comme il a été mentionné au début de cette section, les variations observées sont le résultat du comportement complexe de la pompe à chaleur.

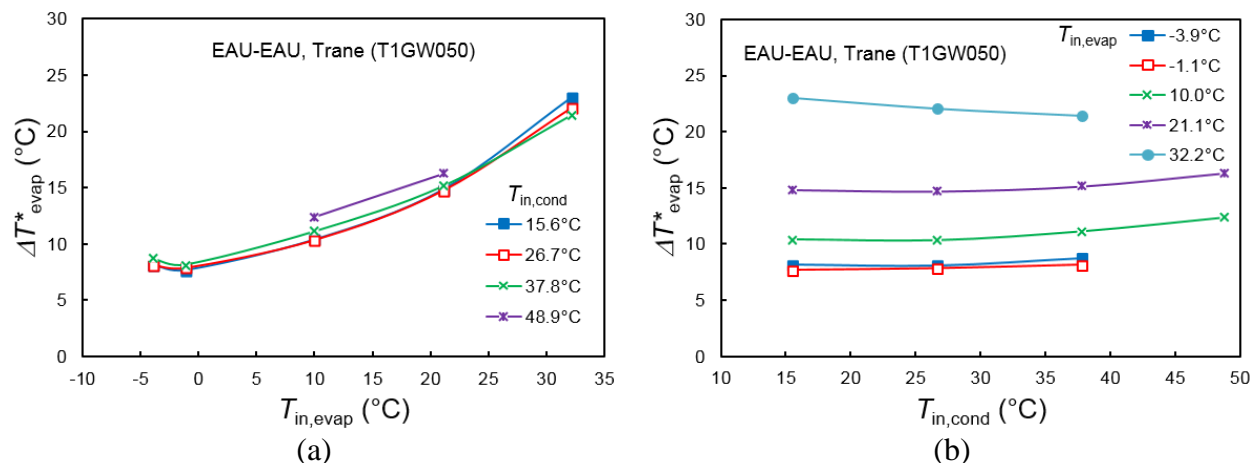


Figure 3.11 : Variations de  $\Delta T^*_{evap}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane®<sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage.

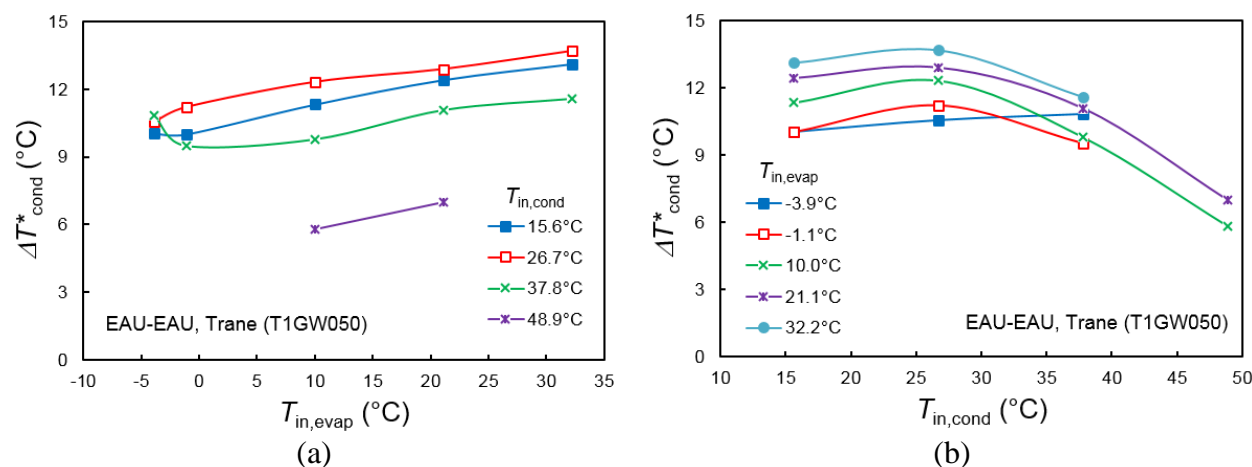


Figure 3.12 : Variations de  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane®<sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage.

La différence  $\Delta T^*_{cond}$  permet de calculer la température de condensation mais cette dernière ne correspond pas à celle du condenseur  $T_{23}$ . Pour la déterminer,  $\Delta T_{cond-23}$  doit être estimée. Le comportement de  $\Delta T_{cond-23}$  est représenté sur la Figure 3.13. D'après cette figure, elle diminue assez clairement selon  $T_{in,evap}$  et elle croît lorsque  $T_{in,cond}$  augmente ; ses valeurs se rangent entre 1 et 8°C. Ce comportement peut s'expliquer à l'aide des diagrammes  $T-s$  et  $P-h$  tracés sur la Figure 3.14. En effet, la différence entre la température d'évaporation du réfrigérant et celle de



condensation diminue lorsque  $T_{in,evap}$  augmente (à  $T_{in,cond}$  donnée) et lorsque  $T_{in,cond}$  décroît (pour  $T_{in,evap}$  donnée) ; cette diminution de niveau induit une plus faible surchauffe du réfrigérant à la sortie du compresseur, ce qui augmente la proportion de l'échange de chaleur à température constante au condenseur.

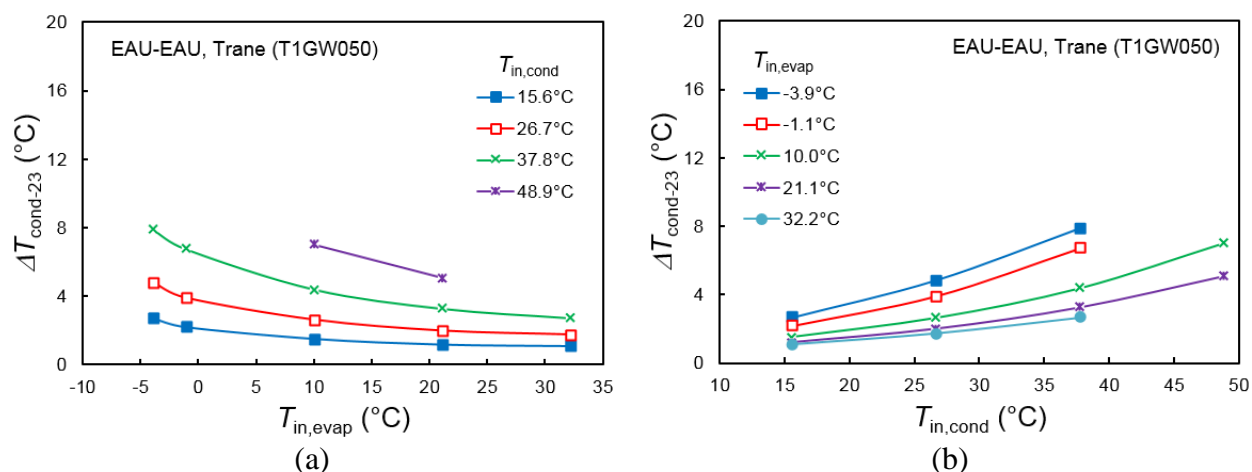


Figure 3.13 : Variations de  $\Delta T_{cond-23}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane®<sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage.

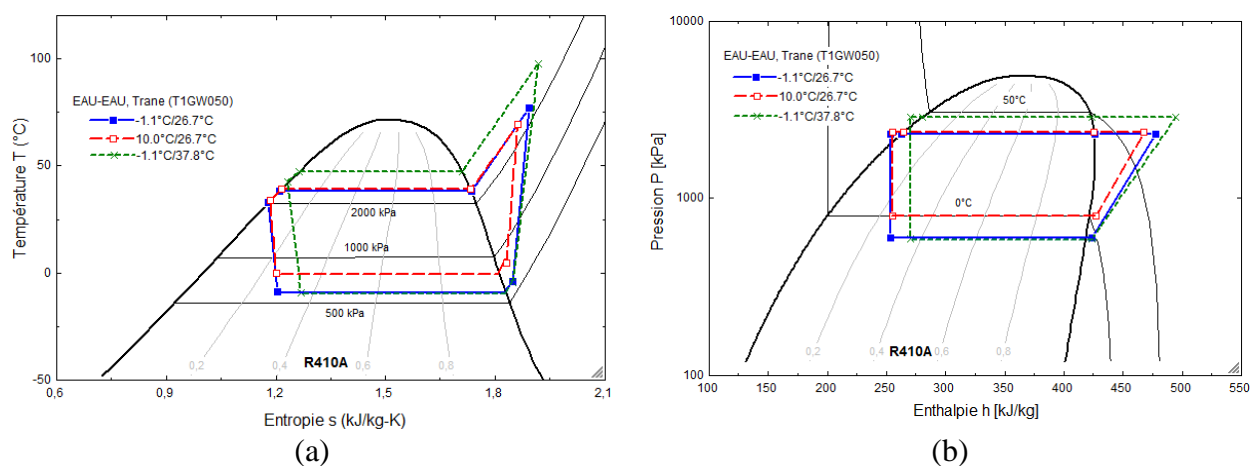


Figure 3.14 : Diagrammes (a)  $T-s$  et (b)  $P-h$  pour 3 points spécifiques de la pompe à chaleur eau-eau de Trane®<sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage.

Une fois les températures estimées, l'analyse exergetique de la pompe à chaleur peut être effectuée. Tout d'abord, la destruction exergetique totale a été tracée en fonction des températures d'opération sur la Figure 3.15. Les irréversibilités y sont presque constantes lorsque  $T_{in,evap}$  et  $T_{in,cond}$  sont élevées ; cependant, lorsque  $T_{in,cond}$  est plus faible, la destruction exergetique a tendance à s'accroître avec  $T_{in,evap}$ . Le même constat peut être effectué lorsque  $T_{in,cond}$  varie à différents niveaux de température  $T_{in,evap}$ .

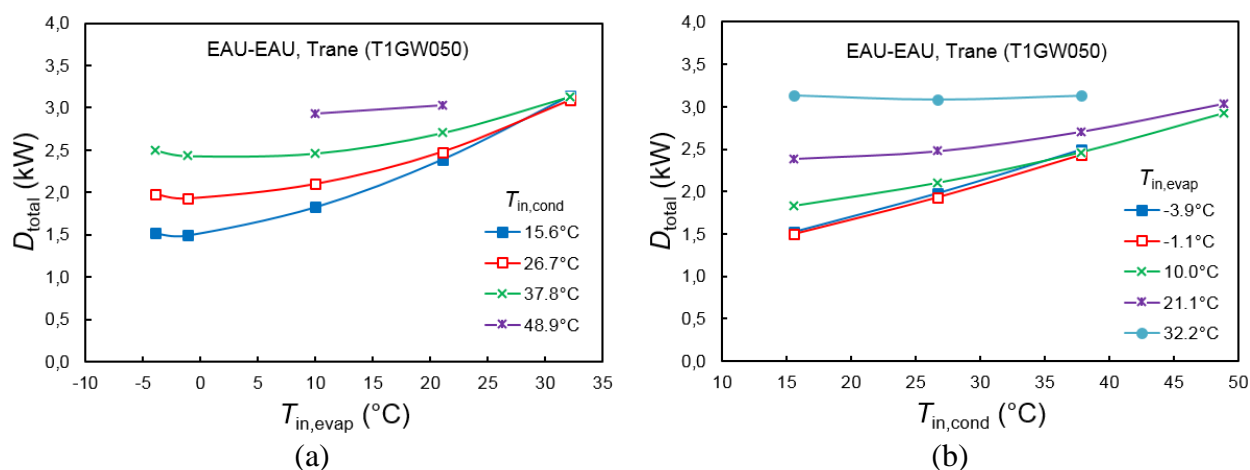


Figure 3.15 : Variations de la destruction d'exergie totale en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane®<sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage.

Le comportement observé pour les pertes totales peut s'expliquer par l'étude des irréversibilités dans chaque composant de la pompe à chaleur (compresseur, condenseur, valve d'étranglement et évaporateur). Comme les performances exergetiques obtenues avec les deux approches (classique et nouvelle méthode) sont quasiment identiques ; c'est la méthode classique qui a été choisie afin d'exprimer séparément les pertes dans le compresseur de celles dans la valve d'étranglement. Elles sont illustrées sur la Figure 3.16. Les irréversibilités dans les échangeurs de chaleur (évaporateur, condenseur) suivent approximativement les variations de  $\Delta T^*$  ; leur contribution dans les pertes totales dépend amplement de la température et varie entre 28 et 70% de la totalité. En ce qui concerne la valve d'étranglement, les pertes exergetiques sont presque constantes selon  $T_{in,evap}$  mais augmentent avec  $T_{in,cond}$  (de 4 à 26% des pertes totales). Pour le compresseur, la

destruction diminue selon  $T_{in,evap}$  lorsque  $T_{in,cond}$  est élevée et tend à devenir constante voire même à légèrement augmenter à basse  $T_{in,cond}$ . Elle contribue entre 23 et 46% des irréversibilités totales. Par conséquent, l'augmentation de la destruction, aperçue sur la Figure 3.15, lorsque  $T_{in,evap}$  croît semble provoquée par l'accroissement des pertes dans l'évaporateur, et à un degré moindre celles dans le condenseur, malgré la diminution des irréversibilités du compresseur. Selon  $T_{in,evap}$ , ce sont les destructions exergetiques dans le compresseur et dans la valve qui amènent l'augmentation des pertes exergetiques totales.

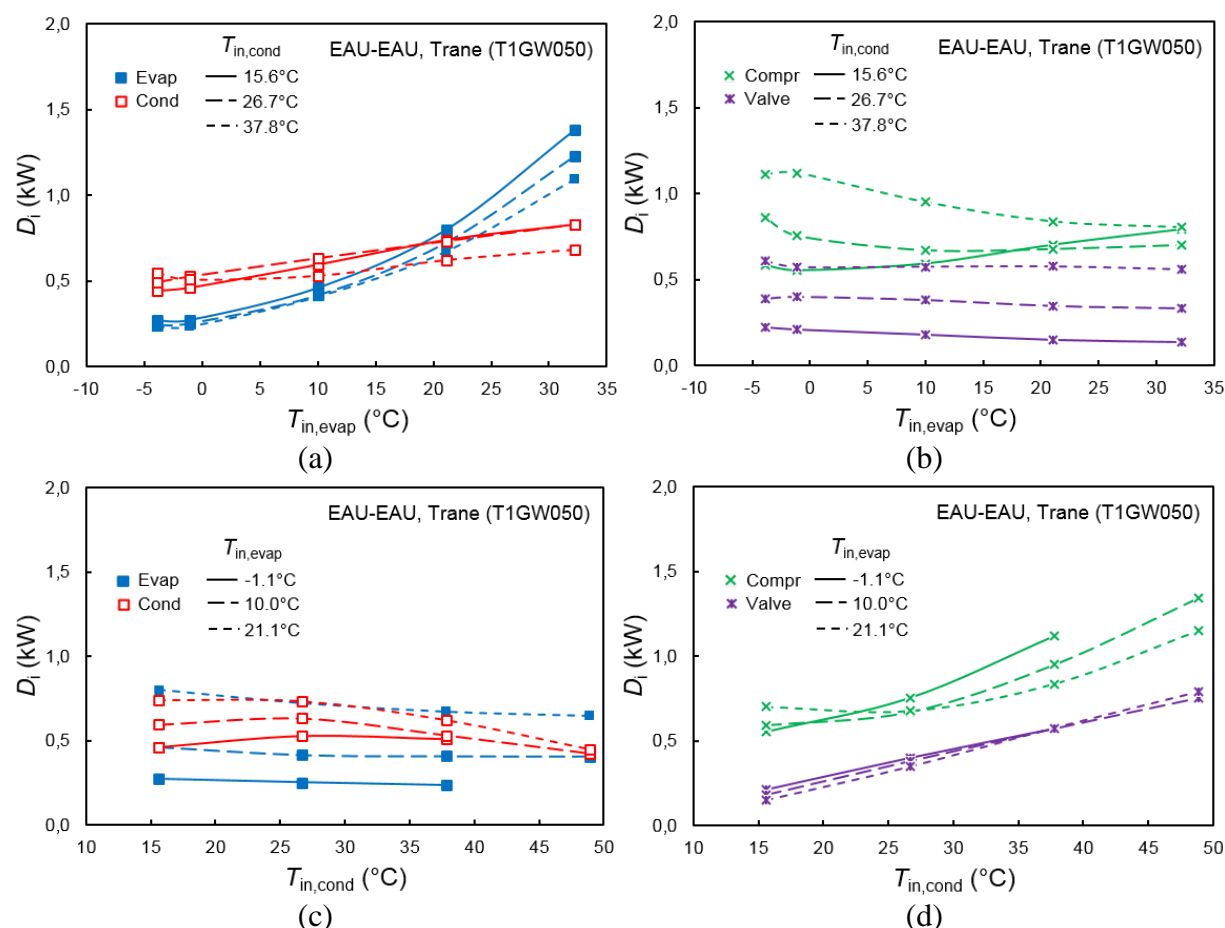


Figure 3.16 : Variations de la destruction d'exergie dans les composants en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et en fonction de  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane®<sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage.

L'étude des irréversibilités dans les composants a permis d'expliquer les variations de la destruction exergetique totale. Toutefois, les pompes à chaleur combinent plusieurs flux d'énergie (élec-

tricité, chaleur) et les irréversibilités peuvent être associées à chacun d'eux. Les pertes exergetiques liées aux courants renouvelables et non renouvelables sont illustrées sur la Figure 3.17. De cette figure, il apparaît clairement que les pertes exergetiques associées à l'utilisation de l'électricité diminuent lorsque  $T_{in,evap}$  croît et surtout lorsque  $T_{in,cond}$  décroît. Alors que la minimisation des pertes totales auraient abouti à faire fonctionner la pompe à chaleur à basses températures des caloporteurs, c'est à  $T_{in,evap}$  élevée et faible  $T_{in,cond}$  qu'il faudrait opérer la pompe à chaleur même si la destruction exergetique totale y est plus importante. Ces résultats sont en accord avec l'analyse énergétique de la PàC où les meilleurs  $COP$ , c'est-à-dire une grande capacité à l'évaporateur pour une faible consommation d'électricité, sont également obtenus pour ces conditions d'opération (Figure 1.19). L'analyse des irréversibilités selon les sources d'énergie apparaît alors essentielle pour caractériser la bonne utilisation de l'énergie, plus particulièrement celle des pompes à chaleur.

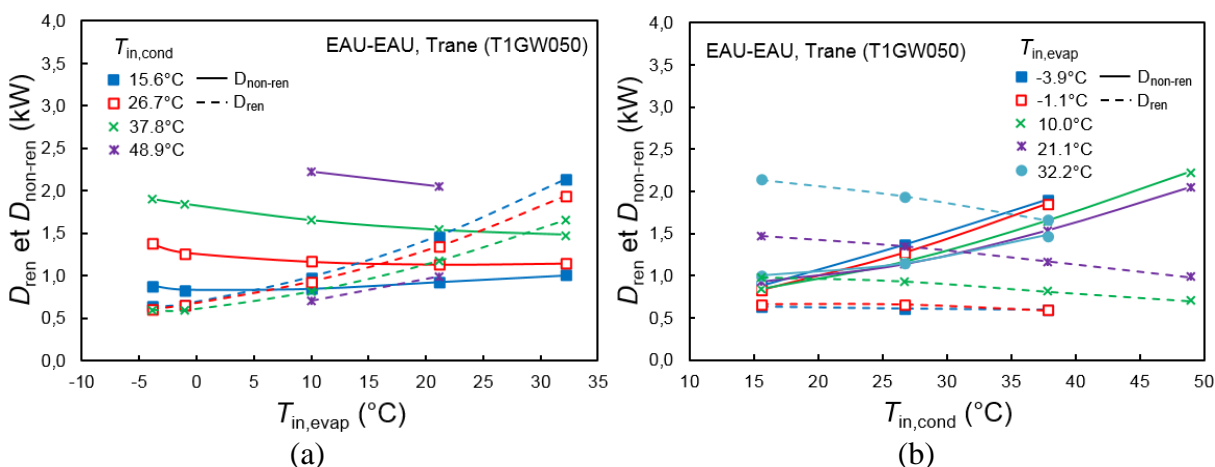


Figure 3.17 : Variations de la destruction d'exergie liée aux courants renouvelable et non renouvelable en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane®<sup>10</sup> T1GW050 en mode chauffage.

Une description similaire à celle effectuée peut être réalisée pour la pompe à chaleur de type air-air (4WCY4048).

## ii) Pompes à chaleur Trane®<sup>10</sup> de type air-air (4WCY4048)

De la même manière que pour les pompes à chaleur eau-eau, les variations de  $\Delta T_{evap}^*$  et  $\Delta T_{cond}^*$  ont été analysées pour la PàC air-air 4WCY4048 où l'application de la méthode mathématique a

conduit à ignorer un point d'étude sur les 32 du catalogue. Les résultats sont présentés sur les Figures 3.18 et 3.19.

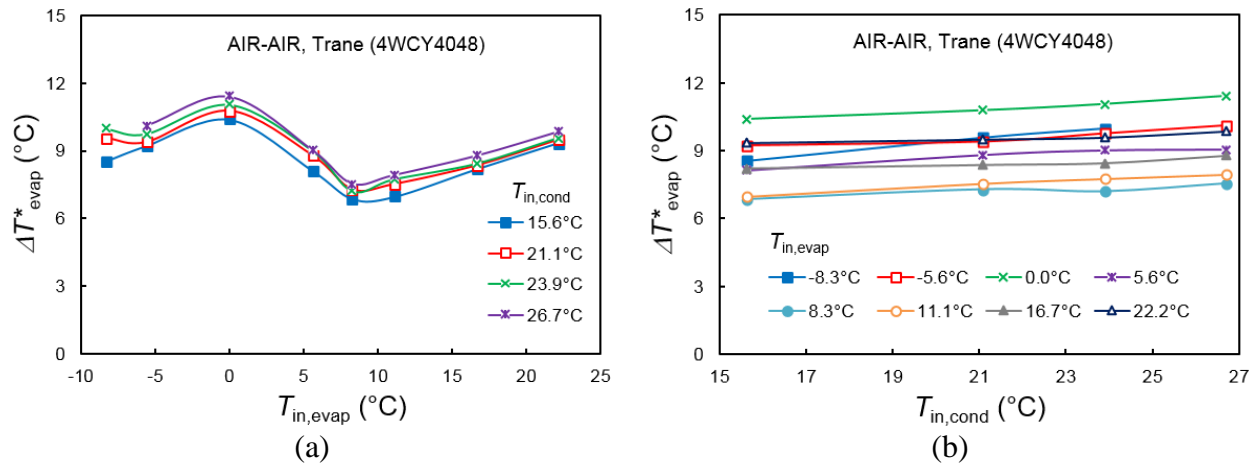


Figure 3.18 : Variations de  $\Delta T^*_{evap}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage.

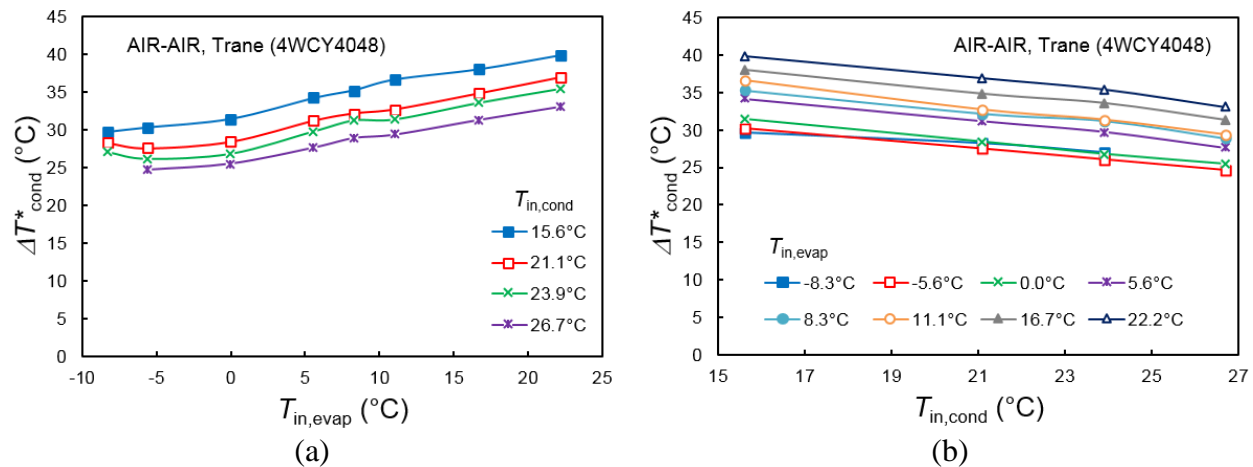


Figure 3.19 : Variations de  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage.

La différence de températures  $\Delta T^*_{cond}$  croît approximativement de manière linéaire lorsque  $T_{in,evap}$  augmente et elle diminue de la même façon selon  $T_{in,cond}$ . Contrairement à  $\Delta T^*_{cond}$ ,  $\Delta T^*_{evap}$  croît légèrement lorsque  $T_{in,cond}$  augmente; par contre, selon  $T_{in,evap}$ ,  $\Delta T^*_{evap}$  présente un

maximum à 0°C et un minimum à 7°C. À l'évaporateur, les valeurs s'étendent de 7 à 11°C, ce qui est très faible par rapport aux valeurs au condenseur qui s'échelonnent de 25 à 40°C. Comme pour l'unité eau-eau, ces variations sont la conséquence du comportement global de la pompe à chaleur.

Afin d'évaluer exergétique la pompe à chaleur, la différence de températures  $\Delta T_{cond-23}$  est également nécessaire et ses variations pour l'unité air-air ont été montrées sur la Figure 3.20 ; son comportement est similaire aux pompes à chaleur eau-eau (Figure 3.13). En effet,  $\Delta T_{cond-23}$  décroît lorsque  $T_{in,evap}$  augmente et que  $T_{in,cond}$  diminue. De plus, même si cette différence de températures semble varier linéairement lorsque  $T_{in,cond}$  croît, ce phénomène peut s'expliquer par la gamme de valeurs entrée du condenseur plus restreinte pour les pompes à chaleur air-air (15-27°C) plutôt que celles eau-eau (15-50°C). Les valeurs obtenues pour  $\Delta T_{cond-23}$  sont légèrement plus élevées que pour l'unité eau-eau et elles varient de 4 à 14°C. Comme pour le type eau-eau, ce comportement peut être expliqué avec les diagrammes  $T-s$  et  $P-h$  illustrés sur la Figure 3.21 où la diminution de niveau entre les températures de saturation à l'évaporateur et au condenseur influence la surchauffe à la sortie du compresseur et la proportion de l'échange de chaleur à température constante au condenseur.

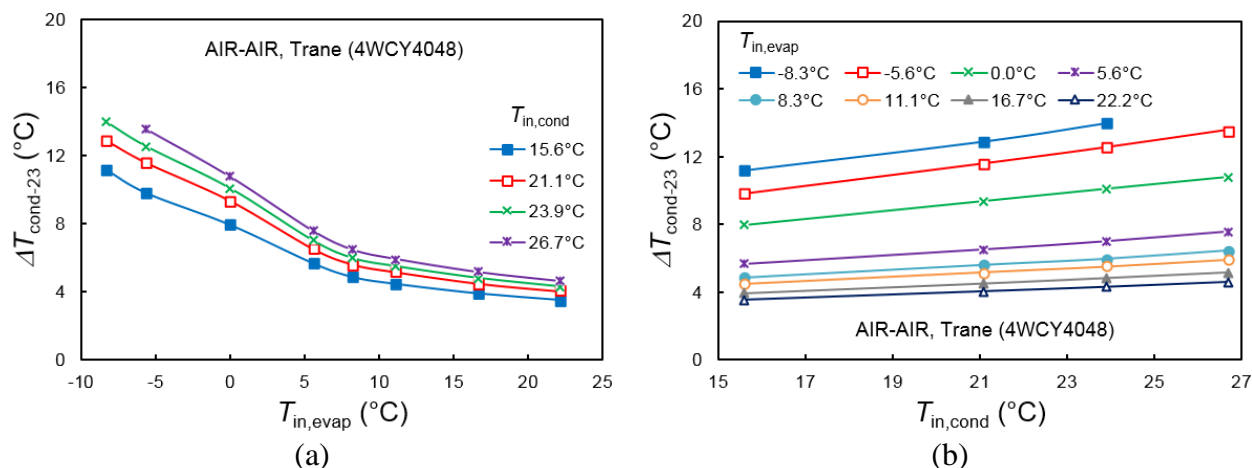


Figure 3.20 : Variations de  $\Delta T_{cond-23}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage.

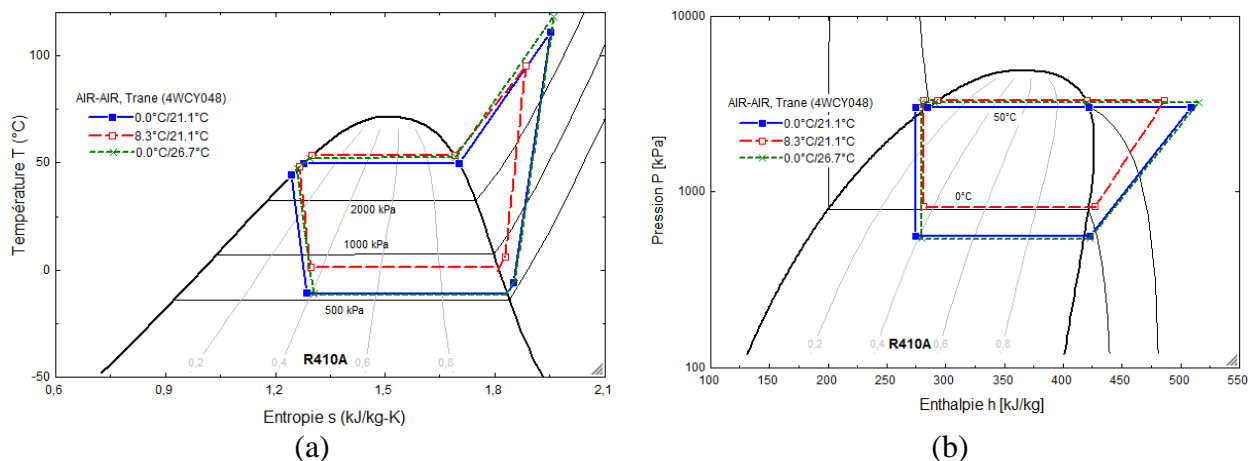


Figure 3.21 : Diagrammes (a)  $T-s$  et (b)  $P-h$  pour 3 points spécifiques de la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage.

L'aspect exergetique de la pompe à chaleur air-air a également été analysé ; la destruction exergetique totale a été illustrée sur la Figure 3.22 en fonction des températures de caloporteurs en entrée de l'évaporateur et du condenseur.

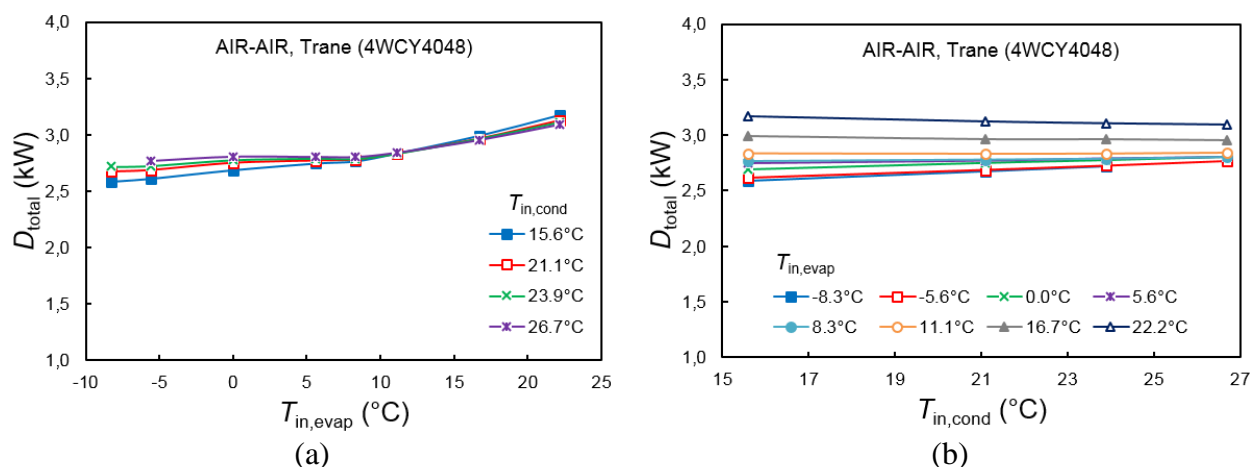


Figure 3.22 : Variations de la destruction d'exergie totale en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage.

D'après cette figure, les irréversibilités totales augmentent selon  $T_{in,evap}$ . Cependant, lorsque  $T_{in,cond}$  croît, deux comportements sont visibles : les irréversibilités augmentent à basse  $T_{in,evap}$  et diminuent lorsque  $T_{in,evap}$  est élevée. La transition est obtenue à  $T_{in,evap}=11^{\circ}\text{C}$ . Par conséquent, en dessous de cette valeur, une faible température en entrée du condenseur permettrait de diminuer les pertes totales tandis qu'au-dessus de celle-ci, il faudrait que  $T_{in,cond}$  soit élevée. En comparant avec les résultats obtenus pour le système eau-eau, la destruction exergétique est plus importante pour la pompe à chaleur air-air, principalement lorsque les températures sont basses.

Pour compléter l'analyse des pertes totales, la destruction exergétique de chaque composant a tout d'abord été illustrée sur la Figure 3.23. Comme pour les  $\Delta T^*$ , les irréversibilités sont plus importantes dans le condenseur (28-53% du total) que dans l'évaporateur (1-7% du total). De plus, comme c'était le cas précédemment, leurs variations suivent globalement celles des  $\Delta T^*$ . Par ailleurs, les pertes dans la valve de détente augmentent légèrement selon  $T_{in,evap}$  et  $T_{in,cond}$  tandis que celles dans le compresseur diminuent avec  $T_{in,evap}$  et croît selon  $T_{in,cond}$ . L'exergie détruite dans la valve et le compresseur représente respectivement entre 16 et 23% et entre 26 et 48% de la perte totale. Ces différentes variations résultent en une légère augmentation de la destruction totale selon  $T_{in,evap}$  tandis que le comportement selon  $T_{in,cond}$  semble être causé par les pertes dans l'évaporateur et donc par  $\Delta T^*_{evap}$ .

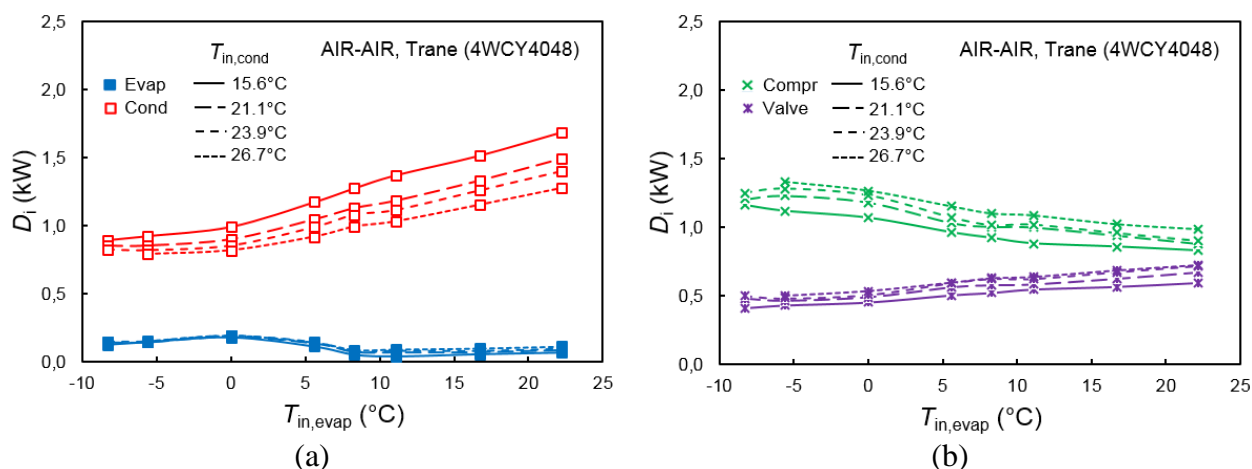


Figure 3.23 : Variations de la destruction d'exergie dans les composants en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage.



En plus de l'analyse des pertes dans les composants, les irréversibilités peuvent être associées à la chaleur revalorisée et à l'électricité dépensée ; les variations sont présentées sur la Figure 3.24. Comme pour les pompes à chaleur eau-eau, la destruction exergétique associée au courant non renouvelable décroît légèrement avec l'accroissement de  $T_{in,evap}$  et lorsque  $T_{in,cond}$  diminue. De même, les zones d'opération optimales de la pompe à chaleur sont différentes de celles obtenues avec la destruction totale et elles correspondent bien à celles où le  $COP$  est le meilleur.

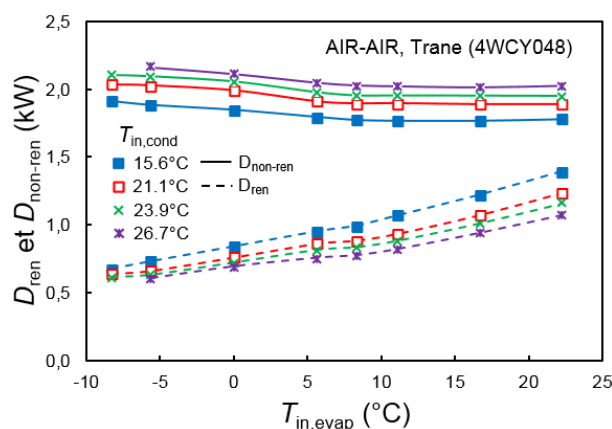


Figure 3.24 : Variations de la destruction d'exergie liée aux courants renouvelable et non renouvelable en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage.

L'ensemble des calculs exergétiques pour les deux pompes à chaleur a été effectué pour une référence constante et égale à 0°C. Le choix de cette température peut avoir un impact non négligeable sur les résultats comme c'était le cas pour les systèmes photovoltaïques/thermiques. L'influence de ce choix a été étudiée pour la pompe à chaleur air-air. En effet, pour une unité utilisant l'air ambiant comme source, le caloporteur en entrée de l'évaporateur correspond à l'air ambiant ( $T_{in,evap}=T_{ext}$ ) qui représente généralement l'état de référence de l'analyse exergétique. C'est pourquoi deux cas ont été comparés ; le premier correspond à celui déjà étudié où  $T_0=0^\circ\text{C}$  et le deuxième tient compte de la variation de la référence, soit  $T_0=T_{in,evap}$ .

### iii) Influence de la température de référence pour une PàC air-air

Tout d'abord, les irréversibilités associées aux courants d'énergie renouvelable (chaleur à basse température provenant de l'air extérieur) et non renouvelable (électricité) ont été illustrées sur la

Figure 3.25 lorsque  $T_0 = T_{in, evap}$ . La principale différence observée par rapport à la Figure 3.24 où  $T_0 = 0^\circ\text{C}$  est la valeur approximativement constante (contrairement à une légère diminution) de la destruction exergétique associée à l'électricité. En se référant à l'expression analytique de ces pertes (Équation 3.23), la contribution la plus importante provient de l'utilisation de l'électricité pour des besoins de faible qualité énergétique ; c'est-à-dire la dégradation de 1 jusqu'à  $\tilde{\theta}_{cond}$  de la puissance électrique  $\dot{W}_{compr}$ , même si elle est atténuée en partie par la revalorisation de  $\dot{Q}_{evap}$  de  $\theta_{evap}$  à  $\theta_{23}$ . Ainsi, lorsque  $T_0 = 0^\circ\text{C}$  et que  $T_{in, evap}$  augmente, la dégradation de potentiel ( $1 - \tilde{\theta}_{cond}$ ) reste approximativement constante et les meilleures performances de la pompe à chaleur permettent de diminuer la destruction exergétique totale. Par contre, lorsque  $T_0 = T_{in, evap}$ , le facteur Carnot  $\tilde{\theta}_{cond}$  diminue lorsque  $T_{in, evap}$  augmente et contrebalance les meilleures performances énergétiques de la PàC.

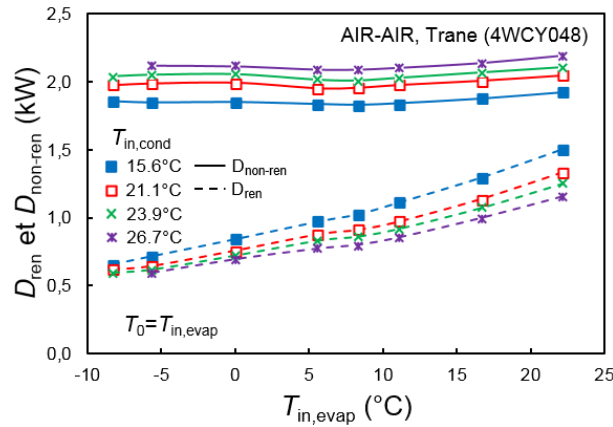


Figure 3.25 : Variations de la destruction d'exergie liée aux courants renouvelable et non renouvelable en fonction de  $T_{in, evap}$  à  $T_{in, cond}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup> 4WCY4048 en mode chauffage et  $T_0$  variable.

Globalement, les différences sur les irréversibilités lorsque  $T_0 = 0^\circ\text{C}$  et  $T_0 = T_{in, evap}$  sont très faibles. Les systèmes énergétiques étant rarement évalués avec la destruction exergétique, les efficacités énergétique (COP) et exergétique ( $\psi_{ex}$ ) ont également été calculées pour les deux cas d'étude et sont illustrées sur la Figure 3.26. Comme il a déjà été mentionné, le COP est meilleur lors que  $T_{in, evap}$  et  $T_{in, cond}$  sont proches. Lorsque  $T_0 = 0^\circ\text{C}$ , le même comportement est observé pour l'efficacité exergétique. Par contre, lorsque  $T_0 = T_{in, evap}$ , les variations de l'efficacité exergé-

tique sont complètement différentes et  $\psi_{ex}$  décroît lorsque  $T_{in,evap}$  augmente. En effet, en mode chauffage, elle s'exprime comme le produit du  $COP$  et du coefficient Carnot  $\tilde{\theta}_{cond}$  (Équation 1.39). Pour  $T_0=0^\circ\text{C}$ , ce dernier est quasi-constant et  $\psi_{ex}$  suit le comportement du  $COP$  ; lorsque  $T_0$  varie,  $\tilde{\theta}_{cond}$  diminue et entraîne la chute de  $\psi_{ex}$ . Par conséquent, alors que la première situation évalue la qualité par rapport à une référence fixe, le deuxième cas tient compte de la valeur réelle du chauffage. Lorsque  $T_{in,evap}$  est élevée, les meilleures performances de la pompe à chaleur sont contrebalancées par la faible qualité associée à l'utilisation, et donc la forte dégradation de l'électricité, ce qui fait chuter l'efficacité exergétique.

Pour appuyer ces propos, le chauffage d'un bâtiment à l'aide de plinthes électriques (rendement énergétique de 100%) et d'une pompe à chaleur air-air a été analysé. En considérant un coefficient global de transfert de chaleur du bâtiment de  $0.3 \text{ kW}/^\circ\text{C}$  et une température de consigne de  $20^\circ\text{C}$ , la demande énergétique du bâtiment pour une heure de chauffage a été illustrée sur la Figure 3.26 en fonction de la température extérieure. Par la suite, les performances des deux systèmes de chauffage (PàC, unité électrique) ont été évaluées. Les économies d'énergie et les irréversibilités évitées avec la PàC par rapport aux plinthes électriques ont été représentées sur la Figure 3.26. À noter que la température extérieure correspond à celle en entrée à l'évaporateur de la pompe à chaleur ( $T_{in,evap}=T_{ext}$ ).

De cette figure, il est clair que les performances de la PàC sont meilleures lorsque  $T_{in,evap}$  est élevée mais que cette zone ne coïncide pas avec les économies d'énergie (et irréversibilités évitées) les plus importantes. En effet, à mesure que  $T_{in,evap}$  se rapproche de  $20^\circ\text{C}$ , le  $COP$  devient de plus en plus élevé mais les économies d'énergie suivent l'évolution de la charge de chauffage qui diminue de plus en plus. Lorsque  $T_{ext}=20^\circ\text{C}$ , même si son  $COP$  est élevée, l'utilisation de la pompe à chaleur n'est plus nécessaire. Par conséquent, faire fonctionner la PàC devient avantageux surtout lorsque la température extérieure est basse ; autrement dit, lorsque la valeur du chauffage est élevée et que le rendement exergétique est important. Ainsi, le choix de la référence  $T_0$  est essentiel dans l'analyse exergétique et tenir compte de sa variation, lorsque c'est nécessaire, caractérise de manière appropriée la gestion adéquate de l'énergie.

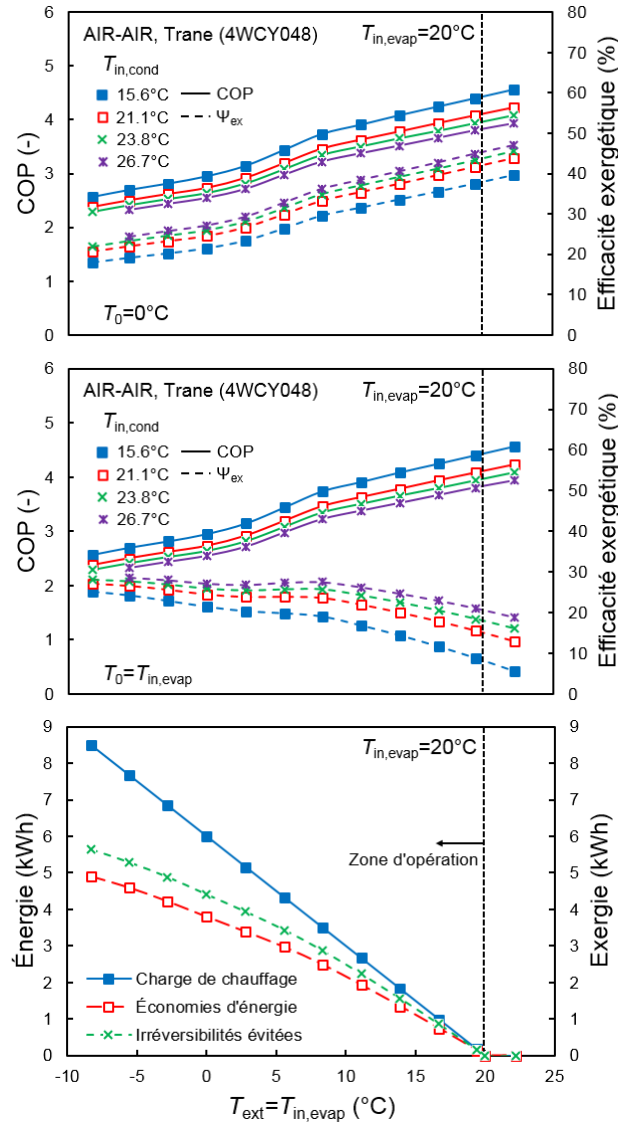


Figure 3.26 : Performances de la pompe à chaleur air-air de Trane®<sup>10</sup>

4WCY4048 lorsque  $T_0=0^\circ\text{C}$  et  $T_0=T_{in,evap}$  en fonction de  $T_{in,evap}$

et application pour le chauffage d'un bâtiment.

Les capteurs solaires, modules hybrides PV/T et les pompes à chaleur ont tous été analysés exergetiquement. Toutefois, ces unités servent toute à convertir l'énergie et celle récupérée ne correspond pas nécessairement à la demande du bâtiment. Les réservoirs de stockage thermique jouent un rôle essentiel pour faire concorder la conversion et la réutilisation de l'énergie. Dans la section suivante, les systèmes de stockage thermique par chaleur sensible et par chaleur latente seront traités et serviront à modéliser le réservoir d'eau chaude et le stockage de glace du scénario de Tamasauskas et al. [51] à la Figure 3.1.

### 3.3 Système de stockage

Deux types de stockage thermique sont pris en considération : par chaleur sensible (réservoir d'eau chaude) et par chaleur latente (stockage de glace). D'un point de vue énergétique, un déséquilibre entre apport et retrait d'énergie conduit à une variation de la température du matériau de stockage pour le cas de la chaleur sensible. D'un autre côté, pour le stockage par chaleur latente, le déséquilibre conduit à une variation de la proportion d'une des deux phases du matériau de stockage (proportion massique de glace par rapport à la masse totale dans le stockage de glace par exemple). Ainsi, pour le cas d'un réservoir de glace par exemple, les bilans d'énergie pour le stockage par chaleur sensible et chaleur latente se traduisent respectivement par les équations suivantes :

$$m_{st}c_p \frac{dT}{dt} = \sum_k \dot{Q}_k \quad (3.26)$$

$$m_{st}L_F \frac{dx}{dt} = - \sum_k \dot{Q}_k \quad (3.27)$$

où  $m_{st}$  est la masse totale du matériau de stockage,  $c_p$  est la chaleur massique du matériau du stockage sensible et  $t$  le temps. Si le stockage s'effectue par chaleur latente,  $L_F$  est la chaleur latente du matériau de stockage tandis que  $x$  correspond à la proportion massique de la phase solide par rapport à la masse totale du matériau. Le terme de droite des deux équations,  $\sum_k \dot{Q}_k$ , représente les différents échanges thermiques qui se produisent durant la période de stockage (apport, retrait, pertes d'énergie) ; ce terme est positif si de la chaleur est transférée au système. Pour le scénario étudié par Tamasauskas et al. [51] et plus spécialement le réservoir de glace, lorsqu'il y a un mélange eau/glace, c'est l'Équation (3.27) qui régit son comportement et  $L_F$  correspond à la chaleur latente de fusion de la glace (333.6 kJ/kg). Dans le cas contraire, soit en présence d'eau seule,  $c_p$  est la chaleur massique de l'eau (4.183 kJ/kg-C) et l'Équation (3.26) est appliquée.

Évidemment, il est clair que les échanges de chaleur ( $\sum_k \dot{Q}_k$ ) dépendent généralement de la température (ou de la proportion de glace) du système de stockage. Par conséquent, plusieurs méthodes explicites ont été appliquées pour résoudre ces deux équations : la méthode d'Euler, celle d'Euler corrigée et la méthode de Runge Kutta d'ordre 4. Pour une équation différentielle du type

$y'(t) = f(t, y(t))$  où  $y$  représente la température ou la proportion de glace, la variable au temps  $t+I$ , soit  $y_{i+1}$ , est déterminée pour les trois méthodes respectivement comme suit :

$$\begin{cases} k_1 = \Delta t f(t_i, y_i) \\ y_{i+1} = y_i + k_1 + \mathcal{O}(\Delta t) \end{cases} \quad (3.28)$$

$$\begin{cases} k_1 = \Delta t f(t_i, y_i) \\ k_2 = \Delta t f(t_i, y_i + k_1) \\ y_{i+1} = y_i + \frac{k_1 + k_2}{2} + \mathcal{O}(\Delta t^3) \end{cases} \quad (3.29)$$

$$\begin{cases} k_1 = \Delta t f(t_i, y_i) \\ k_2 = \Delta t f\left(t_i, y_i + \frac{k_1}{2}\right) \\ k_3 = \Delta t f\left(t_i, y_i + \frac{k_2}{2}\right) \\ k_4 = \Delta t f(t_i, y_i + k_3) \\ y_{i+1} = y_i + \frac{k_1}{6} + \frac{k_2}{3} + \frac{k_3}{3} + \frac{k_4}{6} + \mathcal{O}(\Delta t^5) \end{cases} \quad (3.30)$$

Ces expressions sont de type explicite et permettent, de la même manière que pour le modèle du panneau photovoltaïque, de limiter le temps de calcul et d'obtenir, pour des simulations horaires, des résultats jugés acceptables. Si le changement de phase se produit à l'intérieur du pas de temps, les quantités d'énergie échangées sont anticipées afin de passer d'un type de stockage à un autre. Par exemple, celle nécessaire pour faire fondre totalement la glace est calculée ; ainsi, si l'apport est plus que suffisant pour faire fondre la glace (énergie latente), la différence d'énergie sert simplement à augmenter la température du réservoir de stockage (énergie sensible).

Les différents schémas de calcul ont été évalués pour le scénario présenté par Tamasauskas et al. [51] : il est illustré sur la Figure 3.1 et, pour rappel, consiste en un réservoir de stockage de glace servant de source de chaleur à l'évaporateur d'une pompe à chaleur (formation de glace) et de puits à des capteurs solaires (fonte de la glace). La PàC est connectée de manière à garder la température d'un réservoir d'eau chaude constante tandis que le mélange eau/glace circule directement dans les capteurs solaires et dans l'échangeur de l'évaporateur de la pompe à chaleur. Les données de simulation (besoins énergétiques, température extérieure, ensoleillement) sont de type horaire. À titre de référence aux études horaires, une simulation sur un pas de temps de 3 minutes

effectuée avec la méthode d'Euler (« Euler – 3 min ») a été utilisée pour évaluer les schémas de calculs proposés. Les résultats ont été comparés et sont identiques à ceux obtenus avec la méthode de Runge Kutta d'ordre 4 (« RK 4 – 3 min »). Ensuite, les trois méthodes proposées aux Équations (3.28)-(3.30), soit les méthodes d'Euler (« Euler – 1 hr »), d'Euler corrigée (« Euler corrigée – 1 hr ») et de Runge Kutta d'ordre 4 (« RK 4 – 1 hr ») ont été appliquées sur des pas de temps d'une heure et une période d'une année (8760 heures). Les différents schémas de calcul ont été analysés pour un volume du stockage de glace de  $25 \text{ m}^3$  et une surface de capteurs de  $31.8 \text{ m}^2$  ; la proportion de glace dans le réservoir ne peut également pas dépasser 40% (contrainte technique) tandis que la température du réservoir est limitée à  $12^\circ\text{C}$ , par choix de conception.

L'erreur sur la consommation totale du scénario des trois schémas a été résumée sur le Tableau 3.5. Même si les méthodes utilisées n'ont que peu d'influence sur le résultat global (erreur maximale de 0.41%), c'est la méthode d'Euler qui permet d'obtenir l'erreur la plus faible, soit 0.04%.

Tableau 3.5 : Comparaison des schémas de calculs du réservoir de stockage avec  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ,  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$  et  $T_{stg,max}=12^\circ\text{C}$  sur la consommation électrique totale du scénario.

Schéma de calcul	$W_{total}$ annuel (kWh)	Erreur relative (%)
Euler – 3 min	5710.9	0.00
Euler – 1 hr	5708.7	0.04
Euler corrigée – 1 hr	5734.5	0.41
RK 4 – 1 hr	5729.0	0.32

Le profil horaire de la température et de la proportion de glace dans le réservoir de stockage est illustré sur la Figure 3.27 tandis que la différence avec les valeurs obtenues pour le schéma « Euler – 3 min » est montrée sur la Figure 3.28. La faible erreur obtenue avec la méthode d'Euler se traduit par des erreurs absolues inférieures respectivement à  $0.07^\circ\text{C}$  et 0.05% sur la température et de la proportion de glace du réservoir. Les variations sont plus importantes pour les deux autres méthodes et s'élèvent jusqu'à  $0.39^\circ\text{C}$  et 0.10% (voir Annexe 2). Ces valeurs sont à mettre en relation avec les faibles variations horaires de la température et de la proportion de glace, infé-

rieures à  $0.80^{\circ}\text{C}$  et  $1.03\%$ . A titre comparatif, les mêmes variations sur le pas de temps de 3 minutes s'élèvent au maximum respectivement à  $0.04^{\circ}\text{C}$  et  $0.01\%$ .

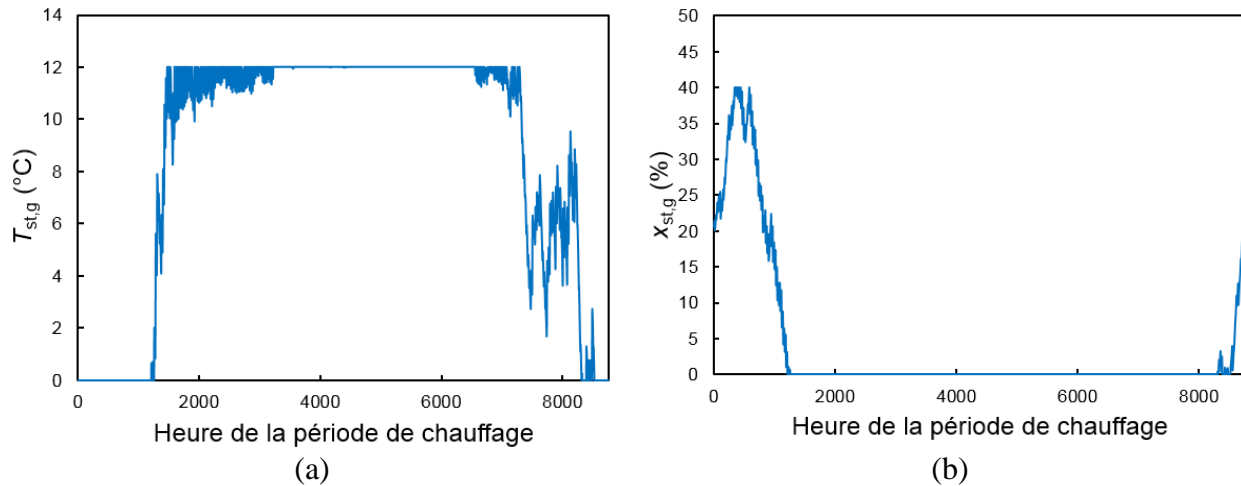


Figure 3.27 : Profil horaire de (a) la température et (b) la proportion de glace du réservoir de glace obtenues avec « Euler – 1 hr » ( $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ,  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$  et  $T_{stg,max}=12^{\circ}\text{C}$ ).

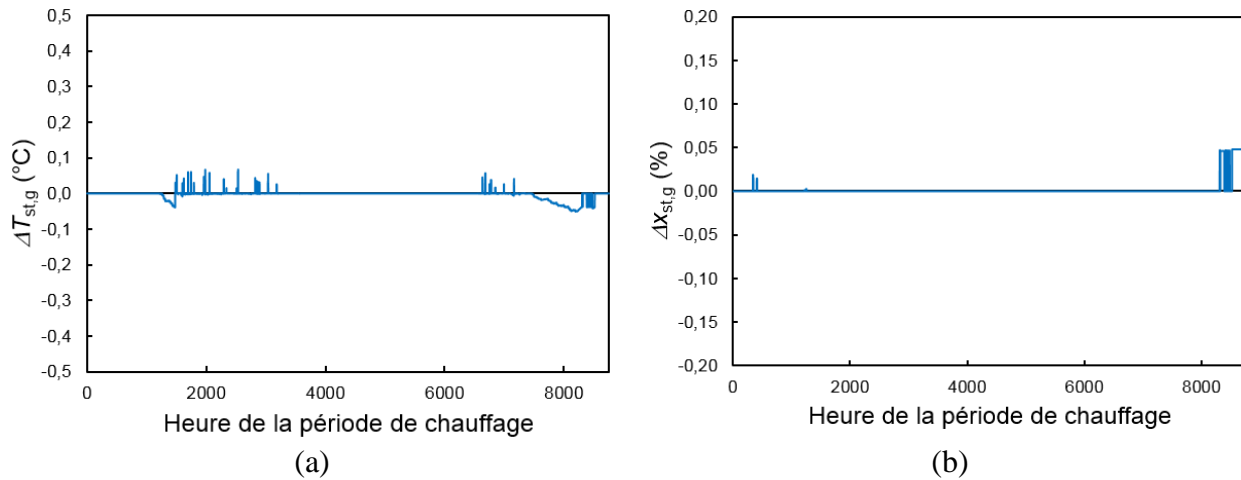


Figure 3.28 : Différences de (a) température et (b) proportion de glace du réservoir de glace entre « Euler – 1 hr » et « Euler – 3 min » ( $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ,  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$  et  $T_{stg,max}=12^{\circ}\text{C}$ ).

Le premier cas étudié a fait intervenir un volume de stockage assez conséquent, soit  $25 \text{ m}^3$ , ce qui rend les variations de température et proportion de glace assez faibles tout en limitant les erreurs



sur les performances globales du scénario. Les différents schémas ont été appliqués pour une autre configuration permettant de plus fortes variations en température et proportion de glace, c'est-à-dire un volume de stockage de  $5 \text{ m}^3$ , une surface de capteurs de  $47.8 \text{ m}^2$  et une température maximale du stockage de  $20^\circ\text{C}$ . Pour cette configuration, l'erreur sur les performances est fournie sur le Tableau 3.6 tandis que les profils horaires et les différences sur la température et la proportion de glace sont respectivement illustrés sur les Figures 3.29 et 3.30. L'erreur sur la consommation électrique totale est légèrement plus élevée pour cet arrangement de systèmes (0.18% par rapport à 0.04% pour « Euler – 1 hr ») mais elle reste toutefois relativement faible (maximum de 0.85%).

Tableau 3.6 : Comparaison des schémas de calculs du réservoir de stockage avec  $V_{st,g}=5 \text{ m}^3$ ,  $S_{col}=47.8 \text{ m}^2$  et  $T_{stg,max}=20^\circ\text{C}$  sur la consommation électrique totale du scénario.

Schéma de calcul	$W_{total}$ annuel (kWh)	Erreur relative (%)
Euler – 3 min	5422.5	0.00
Euler – 1 hr	5413.0	0.18
Euler corrigée – 1 hr	5468.4	0.85
RK 4 – 1 hr	5455.3	0.60

Les variations en température et proportion de glace sont bien évidemment plus importantes et atteignent au maximum  $5.51^\circ\text{C}$  et 7% avec « Euler – 1 hr » ( $0.30^\circ\text{C}$  et 0.36% avec « Euler – 3 min »), ce qui entraîne par conséquent de plus fortes erreurs, jusqu'à  $0.48^\circ\text{C}$  et 0.14%, respectivement. Comme pour la première configuration, les variations sont plus importantes pour les deux autres méthodes et s'élèvent jusqu'à  $2.85^\circ\text{C}$  et 0.61% (voir Annexe 2).

Le fait d'obtenir des meilleurs résultats avec la méthode de plus faible ordre s'explique par la nature du terme source de l'équation différentielle (Équation 3.26), soit la chaleur récupérée par les capteurs et celle fournie à l'évaporateur de la pompe à chaleur. Il a été illustré sur la Figure 3.31 pour les deux configurations étudiées précédemment sur une courte période de temps ; sur

un intervalle d'une heure (soit de  $t_k$  à  $t_{k+1}$ ), le calcul du terme source a été effectué au début ( $k$ ) et à la fin ( $k+1$ ) de l'intervalle avec les températures correspondantes ( $T_k$  et  $T_{k+1}$ ).

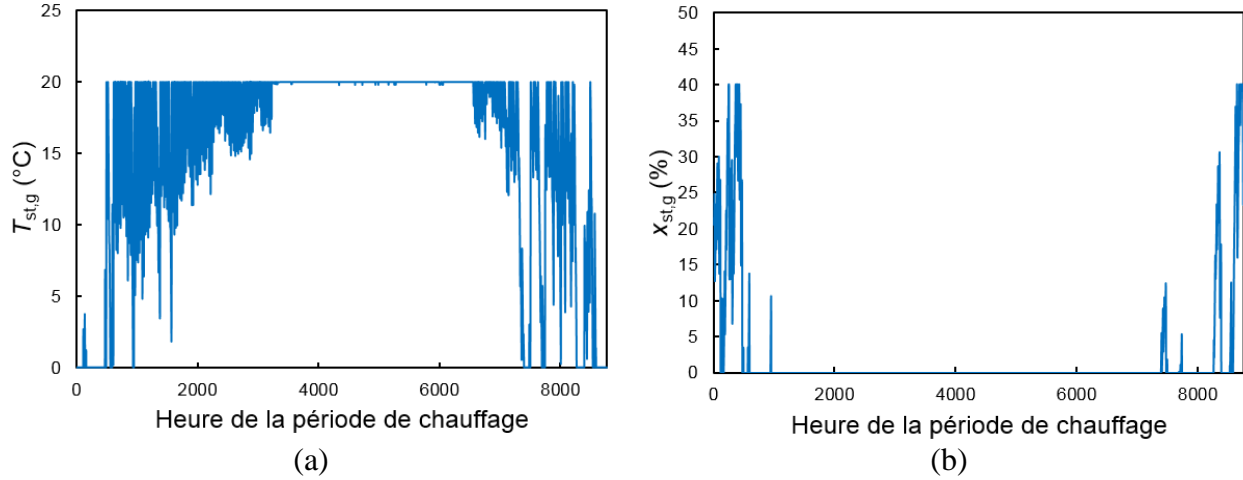


Figure 3.29 : Profil horaire de (a) la température et (b) la proportion de glace du réservoir de glace obtenues avec « Euler – 1 hr » ( $V_{st,g}=5 \text{ m}^3$ ,  $S_{col}=47.8 \text{ m}^2$  et  $T_{stg,max}=20^\circ\text{C}$ ).

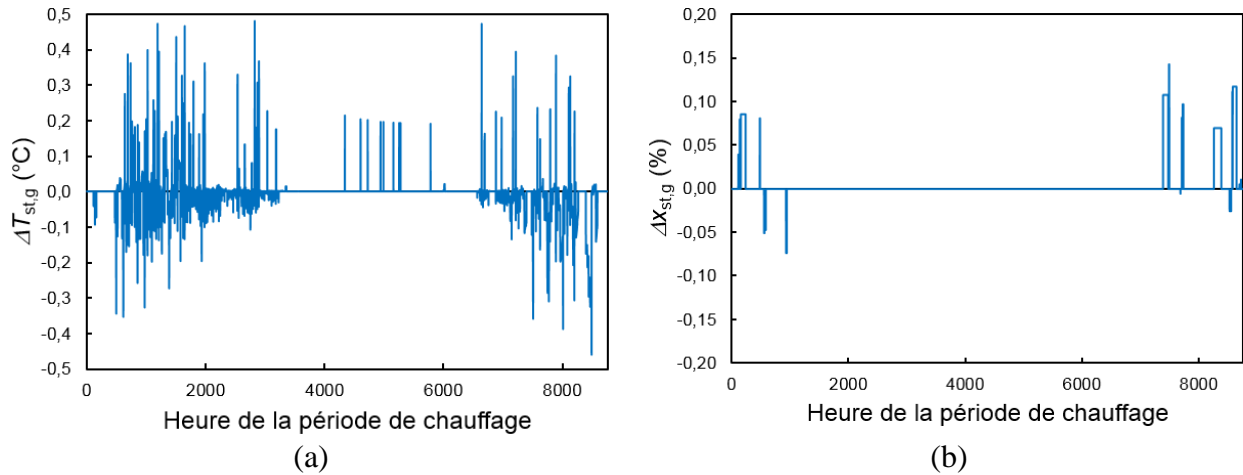


Figure 3.30 : Différences de (a) température et (b) proportion de glace du réservoir de glace entre « Euler – 1 hr » et « Euler – 3 min » ( $V_{st,g}=5 \text{ m}^3$ ,  $S_{col}=47.8 \text{ m}^2$  et  $T_{stg,max}=20^\circ\text{C}$ ).

Il apparaît clairement que, malgré la variation de la température du réservoir de stockage, le terme source reste quasiment constant. En effet, sur la période d'une heure, la demande énergé-

tique, la température extérieure et l'ensoleillement sont constants tandis que la variation de la température sur un pas de temps d'une heure ( $< 0.8^{\circ}\text{C}$  dans le premier cas,  $< 5.5^{\circ}\text{C}$  pour la deuxième configuration) engendre de faibles variations sur la chaleur récupérée par les capteurs et celle transférée à l'évaporateur. Le terme source quasi constant induit une variation linéaire de la température (ou proportion de glace), ce qui est exactement traduit par le schéma d'Euler contrairement aux deux autres méthodes.

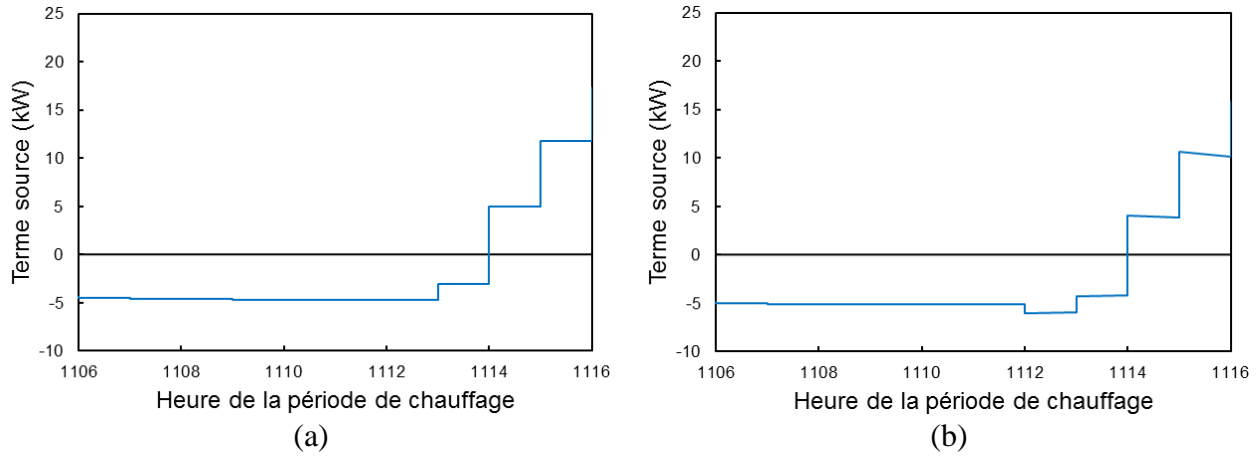


Figure 3.31 : Terme source de l'équation différentielle sur une courte période de temps obtenu avec «Euler – 3 min » avec (a)  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ,  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$  et  $T_{stg,max}=12^{\circ}\text{C}$  et (b)  $V_{st,g}=5 \text{ m}^3$ ,  $S_{col}=47.8 \text{ m}^2$  et  $T_{stg,max}=20^{\circ}\text{C}$ .

De plus, la rapidité de la réponse du système au terme source est reliée au temps de relaxation  $\tau$  du phénomène. La stabilité du schéma d'Euler et des schémas explicites en général, limite le pas de temps de l'étude par rapport à cette constante de temps  $\tau$ . Un ordre de grandeur de cette valeur a été évalué pour les deux configurations du scénario étudié. Le terme source est maximum lorsqu'une des deux boucles (A ou B sur la Figure 3.1) est à l'arrêt et que l'autre fonctionne durant l'intervalle de temps au complet : si la boucle solaire ne fonctionne pas, la chaleur retirée à l'évaporateur est linéaire par rapport à la température du réservoir de stockage et une constante de temps peut être déterminée analytiquement. Pour la première configuration, elle est égale à 156 heures tandis que pour le deuxième arrangement, sa valeur chute à 31 heures. Ces valeurs, caractéristiques de l'ordre de grandeur pour chaque situation, restent très élevées par rapport au pas de temps de l'étude (une heure) et rassurent quant à la stabilité des schémas explicites. Il est clair

que ce terme quasi constant ne reflète pas la réalité, la nature n'étant pas assimilable à une fonction palier, et biaise les résultats obtenus avec le schéma d'Euler, le rendant plus précis que la méthode d'Euler corrigée ou de Runge Kutta d'ordre 4. Toutefois, elle est recommandée pour ce cas précis de simulation, c'est-à-dire des données horaires constantes avec une variation relativement faible de la température et/ou la proportion de glace du réservoir, cette dernière pouvant être aidée par des contraintes de fonctionnement ( $x_{stg,max}$  et  $T_{stg,max}$ ) permettant de contenir leur variation.

Les pertes thermiques à travers l'enveloppe du réservoir peuvent également être considérées lors des simulations, ce qui nécessite la détermination du coefficient de transfert de chaleur du réservoir vers l'environnement du réservoir de stockage. Il a été calculé avec la norme EN 15332 : 2007 (catégorie B), soit l'estimation des pertes thermiques pour une différence de températures de 45°C entre le réservoir et son environnement :

$$\dot{Q}_{st,perte} \left[ \frac{kWh}{jour} \right] = 0.875 \times 0.0525 \times (vol[L])^{2/3} \quad (3.31)$$

Par exemple, avec cette expression, un réservoir de 0.8 m<sup>3</sup> perd 3.96 kWh en 24h avec une différence de 45°C. Le coefficient de transfert de chaleur (UA) peut alors être déterminé aisément à partir des pertes (calculées avec cette équation), de la différence de températures (45°C) et des dimensions du réservoir de stockage (surface totale A).

D'un point de vue exergetique, les bilans d'exergie pour le stockage par chaleur sensible et chaleur latente pour le réservoir de glace s'écrivent respectivement comme suit :

$$m_{st,g} c_p \frac{dT_{st,g}}{dt} \theta_{st,g} = \sum_k \dot{Q}_k \theta_k + \dot{D}_{st,g} \quad (3.32)$$

$$m_{st,g} L_F \frac{dx_{st,g}}{dt} \theta_{st,g} = \sum_k \dot{Q}_k \theta_k + \dot{D}_{st,g} \quad (3.33)$$

où  $\theta_{st,g}$  est le facteur Carnot lié à la température du stockage et  $\dot{D}_{st,g}$  représente les pertes exergetiques lié au stockage de l'énergie thermique, c'est-à-dire la dégradation de potentiel lors du

transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et le matériau de stockage (apport, retrait) et les pertes de chaleur du réservoir.

Une fois les unités solaires, les pompes à chaleur et les systèmes de stockage modélisées, les appoints électriques et les pompes de circulation sont les derniers éléments à modéliser pour décrire le scénario de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace et réservoir d'eau chaude (Figure 3.1) sans le circuit de distribution. Ces deux éléments sont abordés dans les sections suivantes.

### 3.4 Unité d'appoint

Les systèmes auxiliaires choisis pour compléter la demande énergétique (chauffage du bâtiment, eau chaude domestique) sont de type électrique (résistances électriques). Le rendement énergétique de ces unités est de 100% et la consommation de ces unités est calculée de manière à combler les besoins. D'un point de vue exergétique, les irréversibilités sont liées à la dégradation de l'électricité jusqu'au potentiel thermique d'utilisation. Si l'appoint électrique permet d'augmenter la température d'un fluide en mouvement de  $T_1$  à  $T_2$ , les bilans d'énergie et d'exergie s'écrivent respectivement comme :

$$\dot{W}_{appoint} = \dot{m}c_p(T_2 - T_1) \quad (3.34)$$

$$\dot{W}_{appoint} \times 1 = \dot{W}_{appoint}\tilde{\theta}_{12} + \dot{W}_{appoint}(1 - \tilde{\theta}_{12}) \quad (3.35)$$

où  $\dot{W}_{appoint}$  est la consommation de l'appoint électrique et  $\tilde{\theta}_{12}$  est le facteur Carnot lié à la température entropique moyenne  $\tilde{T}_{12}$  du fluide. Le premier terme à droite de l'Équation (3.35) est l'exergie utile, soit l'augmentation du potentiel du fluide en mouvement, et le dernier terme correspond à la dégradation de l'électricité jusqu'à la température moyenne du fluide.

### 3.5 Pompe de circulation

Finalement, la dernière unité à modéliser concerne les pompes de circulation. Elles sont présentes à plusieurs endroits sur la Figure 3.1. La boucle solaire « A », soit les connexions entre les capteurs solaires, le réservoir de glace, la pompe à chaleur et le réservoir d'eau chaude, requiert trois pompes différentes : une pour les capteurs solaires (P1), une pour l'évaporateur de la PàC (P3) et une pour le condenseur (P4). En ce qui concerne la boucle solaire « B », la pompe P2 sert à relier

les capteurs solaires au réservoir de glace ; elle est identique à P1. Finalement, deux autres pompes de circulation sont mises à contribution ; la première est la seule à débit variable du scénario et sert à alimenter le plancher chauffant en eau chaude tandis que la dernière permet d'actionner le ventilateur de récupération.

La consommation électrique due aux pompes de circulation a été incluse dans le calcul de la consommation électrique totale. Elle dépend principalement du débit et de l'unité sélectionnée. Afin de contourner le dimensionnement des pompes, une régression linéaire a été obtenue à partir des résultats de Tamasauskas et al. [51]. En effet, les puissances consommées par les quatre pompes à débit constant (capteurs solaires, évaporateur, condenseur et ventilateur) ont été utilisées pour obtenir une approximation en fonction du débit massique :

$$\dot{W}_{pompe} = a_{pompe} \dot{m} \quad (3.36)$$

où  $a_{pompe}$  est égal à 0.0187 Wh/kg avec le débit massique  $\dot{m}$  exprimé en kg/h. Comme il a été mentionné au début de ce chapitre, le circuit de distribution ne sera pas étudié dans la suite de cette thèse. Malgré tout, le débit du ventilateur a quand même été considéré pour obtenir la régression linéaire dans le but d'avoir une meilleure approximation de la consommation des pompes. Cette dernière a été illustrée sur la Figure 3.32 avec les différents résultats obtenus par Tamasauskas et al. [51].

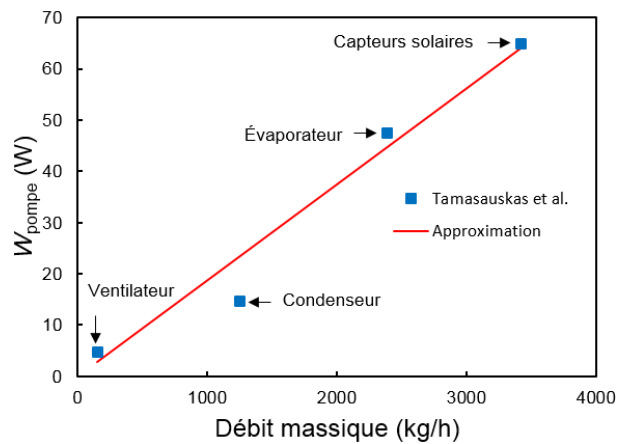


Figure 3.32 : Puissance des pompes de circulation en fonction du débit de circulation.

Les Chapitres 2 et 3 ont permis de présenter les différents modèles (énergétique et exergetique) qui seront utilisés dans la suite de cette thèse. Ils permettront de décrire les unités suivantes : panneaux photovoltaïques, capteurs solaires, modules hybrides PV/T, pompes à chaleur, réservoirs de stockage, unités d'appoint et pompes de circulation. Dans ces deux chapitres, ces systèmes ont été analysés individuellement et les modélisations présentées semblent être assez précises pour rendre compte de leurs performances. Malgré tout, une étude supplémentaire a été effectuée au chapitre suivant dans le but de rassurer quant à la pertinence des modèles plus particulièrement dans les interactions entre unités. Ainsi, ils vont servir pour modéliser un arrangement donné. Il s'agit de celui proposé par Tamasauskas et al. [51] qui fait intervenir la plupart des unités thermiques (pompe à chaleur, capteurs solaires, stockage de glace, réservoir d'eau chaude, appoint électrique).

## CHAPITRE 4 ÉTUDE DE DEUX SCÉNARIOS ÉNERGÉTIQUES

*All exact science is dominated by the idea of approximation.*

Bertrand Russell (1872-1970)

Le premier chapitre de cette thèse a permis de faire une revue de littérature des systèmes utilisés pour répondre à la demande énergétiques des bâtiments tandis que les deuxième et troisième chapitres se sont focalisés sur la modélisation et l'analyse de plusieurs unités parmi lesquelles : les panneaux photovoltaïques, les capteurs solaires, les pompes à chaleur, les réservoirs de stockage et les unités d'appoint. Leurs performances ont été vérifiées individuellement au Chapitre 3 et c'est l'interaction entre les unités thermiques, et leurs modèles associés, qui font l'objet de ce chapitre. Cette étude permettra alors de s'assurer de la consistance des résultats des simulations basées sur les modèles proposés.

Deux scénarios énergétiques vont être analysés : une pompe à chaleur solaire avec stockage de glace proposé par Tamasauskas et al. [51] ainsi qu'une PàC air-air couplée à des panneaux PV. La première disposition repose sur l'utilisation de capteurs solaires, réservoirs de stockage (chaleur sensible, chaleur latente), PàC et appoints électriques. De ce fait, elle permet d'avoir une vision globale des systèmes individuels d'un agencement donné et elle servira de base à l'évaluation des modèles proposés dans le cas où plusieurs unités interagissent. Les performances obtenues seront alors comparées à celles estimées par Tamasauskas et al. [51] à l'aide de TRNSYS pour plusieurs tailles d'unités. Cette comparaison permettra de juger la validité des modèles proposés.

La sélection de l'équipement thermique et électrique sera l'objet de la première section de ce chapitre ; capteurs solaires, panneaux photovoltaïques et pompes à chaleur (de type eau-eau et air-air) seront choisies parmi les catalogues de manufacturiers tandis que les caractéristiques des réservoirs de stockage seront également données. Plusieurs gammes de tailles d'équipement seront sélectionnées et serviront à l'optimisation de ces deux scénarios dans le Chapitre 6. Par la suite, l'environnement d'étude et la demande énergétique seront analysés ; les profils horaires sur une année de la température extérieure et de l'ensoleillement ainsi que ceux de la demande



(chauffage, eau chaude domestique) d'un bâtiment typique seront présentés. Finalement, le comportement et les performances de ces deux scénarios seront décrits ; ces situations feront l'objet d'une analyse plus approfondie dans les chapitres suivants. La comparaison entre les modèles proposés et les simulations effectuées par Tamasauskas et al. [51] seront également présentés.

#### 4.1 Sélection des unités thermiques et électriques

Les systèmes solaires thermiques utilisés sont des capteurs plans et ce sont les mêmes que ceux étudiés par Tamasauskas et al. [51], soit les unités TitanPowerPlus SU-2 Flat Plate Collector [167]. Les coefficients requis pour la relation de Duffie & Beckman [78] (Équation 3.4) sont les suivants :  $a_{0,col}=0.740$ ,  $a_{1,col}=3.79 \text{ W/m}^2\text{C}$  et  $a_{2,col}=0.00356 \text{ W/m}^2\text{C}^2$ ; cette relation a été évaluée avec la surface totale du capteur (« gross area »), soit  $S_{col}=1.99 \text{ m}^2$ . Finalement, la température de stagnation du capteur est de  $195^\circ\text{C}$ .

Pour les panneaux photovoltaïques, les modules multicristallins KC200GT de Kyocera®<sup>13</sup> ont été sélectionnés ( $S_{PV}=1.41 \text{ m}^2$ ) ; leurs caractéristiques sont données par Villalva et al. [99] tandis que  $\alpha_c$  et  $\tau_g$  ont été donnés dans le Tableau 3.1.

En ce qui concerne les pompes à chaleur, respectivement eau-eau et air-air, les unités Trane®<sup>10</sup> de la série T1GW (018, 025, 040, 050) et 4WCY4 (024, 030, 036, 042, 048, 060) ont été sélectionnées [117]. Leurs performances énergétiques ont été estimées avec des approximations linéaires (voir la Section 1.5.2). Le domaine de validité des approximations est fourni au Tableau 4.1 tandis que les erreurs relatives sur ces performances (capacité à l'évaporateur ou au condenseur de la pompe à chaleur, travail au compresseur) sont données au Tableau 4.2.

Tableau 4.1 : Domaine de validité des approximations des performances des pompes à chaleur air-air et eau-eau.

PàC/compresseur	$T_{in,evap} (^\circ\text{C})$	$T_{in,cond} (^\circ\text{C})$
Trane® <sup>10</sup> Eau-Eau	-3.9 – 21.1	15.6 – 48.9
Trane® <sup>10</sup> Air-Air	-8.3 – 22.2	15.6 – 26.7

À noter que pour l'unité air-air, c'est la chaleur  $\dot{Q}_{cond}$  qui a été estimée tandis que pour l'unité eau-eau, c'est  $\dot{Q}_{evap}$ . En ce qui concerne le compresseur (unité modélisée par Tamasauskas et al. [51]), la relation de Stoecker & Jones [119] qui a été choisie (voir Section 1.5.2) pour déterminer  $\dot{Q}_{evap}$  et  $\dot{W}_{compr}$ . Les coefficients et la comparaison entre valeurs réelles et théoriques sont donnés à l'Annexe 3.

Tableau 4.2 : Erreurs relatives (%) moyennes (maximales) des performances des pompes à chaleur et du compresseur.

PàC/compresseur	$\dot{Q}_{evap}$ ou $\dot{Q}_{cond}$	$\dot{W}_{compr}$
Trane® <sup>10</sup> Eau-Eau T1GW018	2.51 (6.31)	0.56 (1.33)
Trane® <sup>10</sup> Eau-Eau T1GW025	1.89 (4.82)	0.17 (0.38)
Trane® <sup>10</sup> Eau-Eau T1GW040	1.97 (6.10)	0.18 (0.47)
Trane® <sup>10</sup> Eau-Eau T1GW050	2.72 (6.96)	0.16 (0.56)
Trane® <sup>10</sup> Air-Air 4WCY4024	2.45 (8.71)	0.63 (2.66)
Trane® <sup>10</sup> Air-Air 4WCY4030	2.59 (8.38)	0.52 (2.05)
Trane® <sup>10</sup> Air-Air 4WCY4036	2.39 (7.94)	0.49 (1.76)
Trane® <sup>10</sup> Air-Air 4WCY4042	2.40 (8.21)	0.42 (1.13)
Trane® <sup>10</sup> Air-Air 4WCY4048	2.39 (7.90)	0.49 (1.63)
Trane® <sup>10</sup> Air-Air 4WCY4060	2.40 (7.95)	0.49 (1.61)
Copeland™ <sup>11</sup> ZP38KCE	0.91 (4.02)	0.73 (4.64)

Les calculs de différences de températures (voir les Figures 3.7 et 3.8 pour la nomenclature) ont été effectués pour quelques pompes à chaleur mais pas pour la totalité des gammes étudiées. Par conséquent, une seule différence de températures a été considérée pour chaque type (air-air, eau-eau) en se basant sur l'ensemble des données disponibles. Évidemment, les erreurs peuvent être assez importantes à la vue des différences entre les unités mais cette approximation donne un bon

aperçu du comportement de  $\Delta T_{evap}^*$  et  $\Delta T_{cond}^*$ . Les domaines de validité pour les deux types de pompes à chaleur sont donnés au Tableau 4.1.

Pour la pompe à chaleur eau-eau, les trois expressions suivantes ont été utilisées :

$$\Delta T_{evap}^* = a_0^{ee,e} + a_1^{ee,e} T_{in,evap} + a_2^{ee,e} T_{in,evap}^2 + a_3^{ee,e} T_{in,cond} + a_4^{ee,e} T_{in,cond}^2 \quad (4.1)$$

$$\Delta T_{cond}^* = a_0^{ee,c} + a_1^{ee,c} T_{in,evap} + a_2^{ee,c} T_{in,cond} + a_3^{ee,c} T_{in,cond}^2 \quad (4.2)$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{cond-23} = & a_0^{ee,cc} + a_1^{ee,cc} T_{in,evap} + a_2^{ee,cc} T_{in,evap}^2 + a_3^{ee,cc} T_{in,cond} + a_4^{ee,cc} T_{in,cond}^2 \\ & + a_5^{ee,cc} T_{in,evap} T_{in,cond} + a_6^{ee,cc} T_{in,evap}^2 T_{in,cond} + a_7^{ee,cc} T_{in,evap} T_{in,cond}^2 \\ & + a_8^{ee,cc} T_{in,evap}^2 T_{in,cond}^2 \end{aligned} \quad (4.3)$$

Pour les pompes à chaleur air-air, les trois relations suivantes ont été utilisées pour évaluer  $\Delta T_{evap}^*$ ,  $\Delta T_{cond}^*$  et  $\Delta T_{cond-23}$  :

$$\begin{aligned} \Delta T_{evap}^* = & a_0^{aa,e} + a_1^{aa,e} T_{in,evap} + a_2^{aa,e} T_{in,evap}^2 + a_3^{aa,e} T_{in,evap}^3 + a_4^{aa,e} T_{in,evap}^4 \\ & + a_5^{aa,e} T_{in,cond} \end{aligned} \quad (4.4)$$

$$\Delta T_{cond}^* = a_0^{aa,c} + a_1^{aa,c} T_{in,evap} + a_2^{aa,c} T_{in,cond} \quad (4.5)$$

$$\Delta T_{cond-23} = a_0^{aa,cc} + a_1^{aa,cc} T_{in,evap} + a_2^{aa,cc} T_{in,evap}^2 + a_3^{aa,cc} T_{in,cond} \quad (4.6)$$

Pour la pompe à chaleur eau-eau, les variations de  $\Delta T_{evap}^*$ ,  $\Delta T_{cond}^*$  et  $\Delta T_{cond-23}$  (Équations 4.1-4.3) sont données aux Figures 4.1 à 4.3 et le résultat final  $\Delta T_{cond} = \Delta T_{cond}^* + \Delta T_{cond-23}$  est quant à lui illustré sur la Figure 4.4.

En ce qui concerne les pompes à chaleur air-air, les variations de  $\Delta T_{evap}^*$ ,  $\Delta T_{cond}^*$  et  $\Delta T_{cond-23}$  (Équations 4.4-4.6) selon  $T_{in,evap}$  et  $T_{in,cond}$  sont illustrées aux Figures 4.5 à 4.7 tandis que le résultat final  $\Delta T_{cond}$  est tracé sur la Figure 4.8.

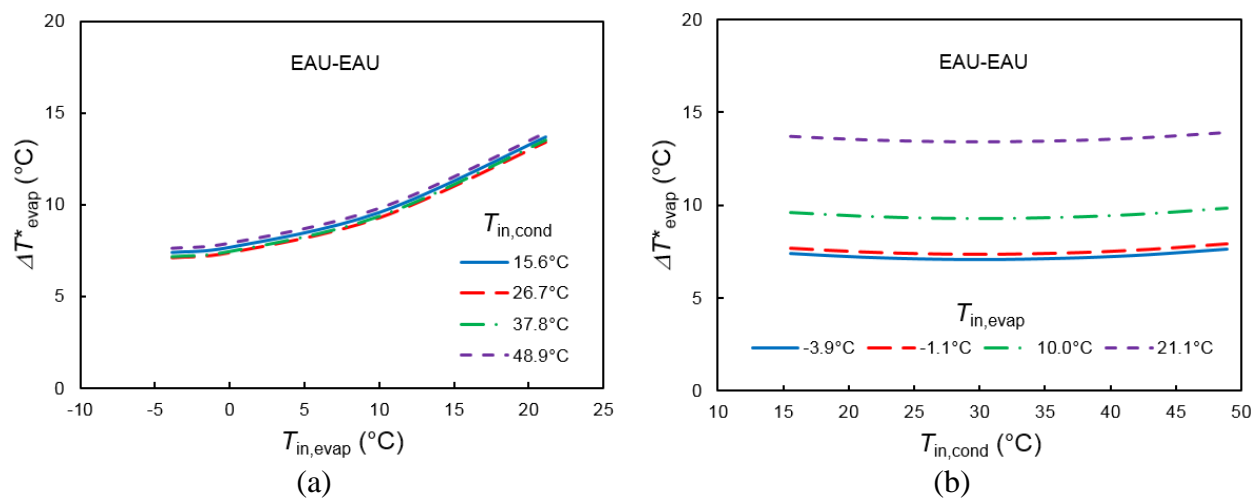


Figure 4.1 : Variations de  $\Delta T^*_{evap}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  et (b)  $T_{in,cond}$  avec l'approximation pour les pompes à chaleur eau-eau.

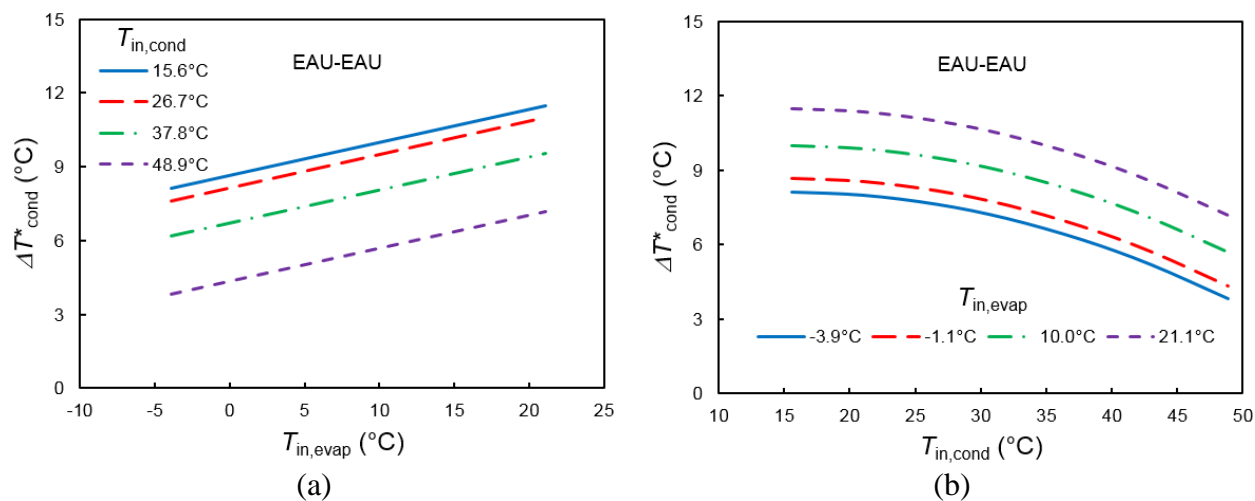


Figure 4.2 : Variations de  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  et (b)  $T_{in,cond}$  avec l'approximation pour les pompes à chaleur eau-eau.

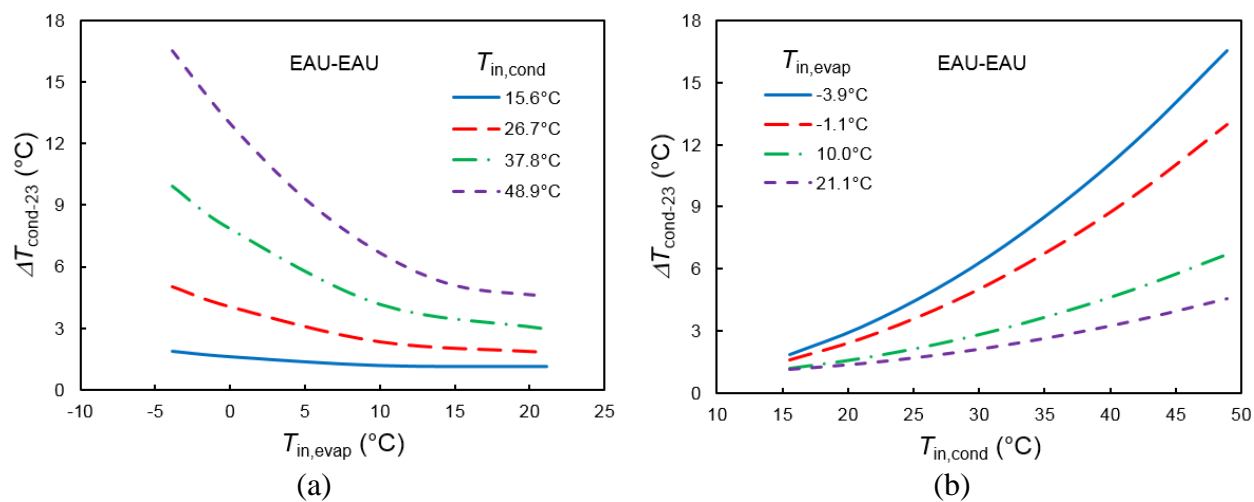


Figure 4.3 : Variations de  $\Delta T_{\text{cond-23}}$  en fonction de (a)  $T_{\text{in,evap}}$  et (b)  $T_{\text{in,cond}}$  avec l'approximation pour les pompes à chaleur eau-eau.

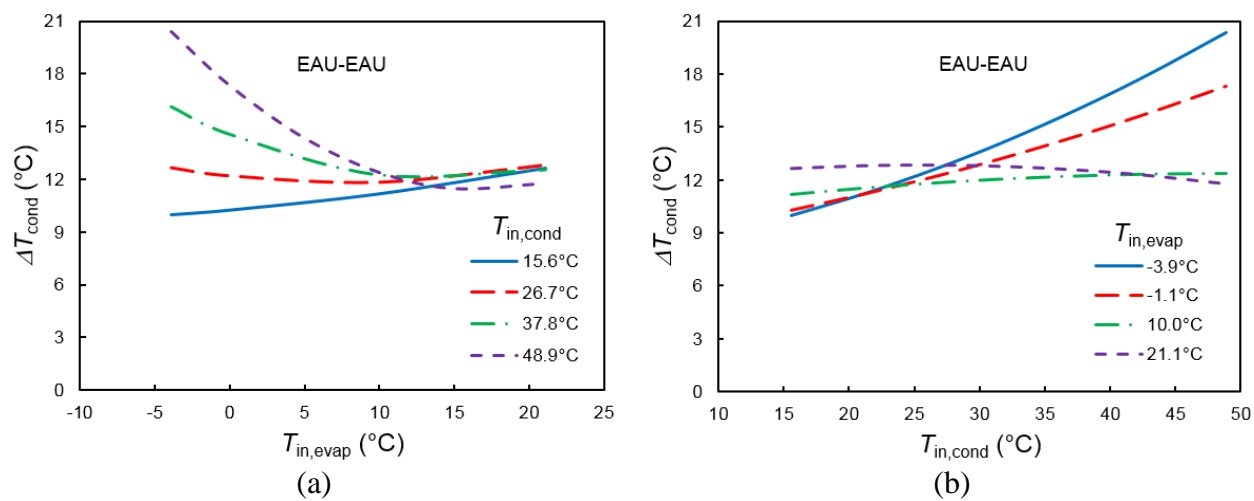


Figure 4.4 : Variations de  $\Delta T_{\text{cond}}$  en fonction de (a)  $T_{\text{in,evap}}$  et (b)  $T_{\text{in,cond}}$  avec l'approximation pour les pompes à chaleur eau-eau.

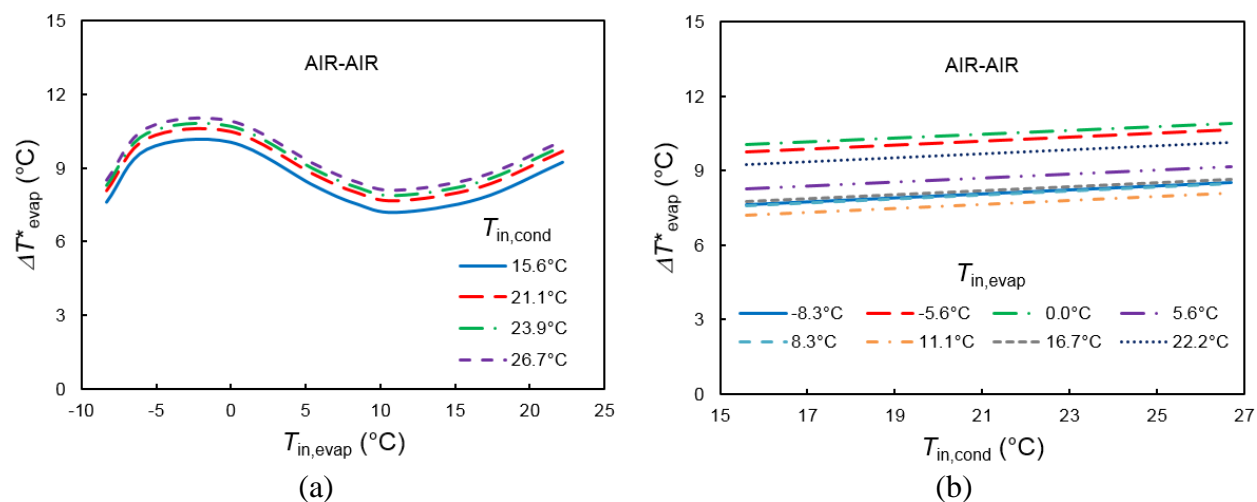


Figure 4.5 : Variations de  $\Delta T^*_{evap}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  et (b)  $T_{in,cond}$  avec l'approximation pour les pompes à chaleur air-air.

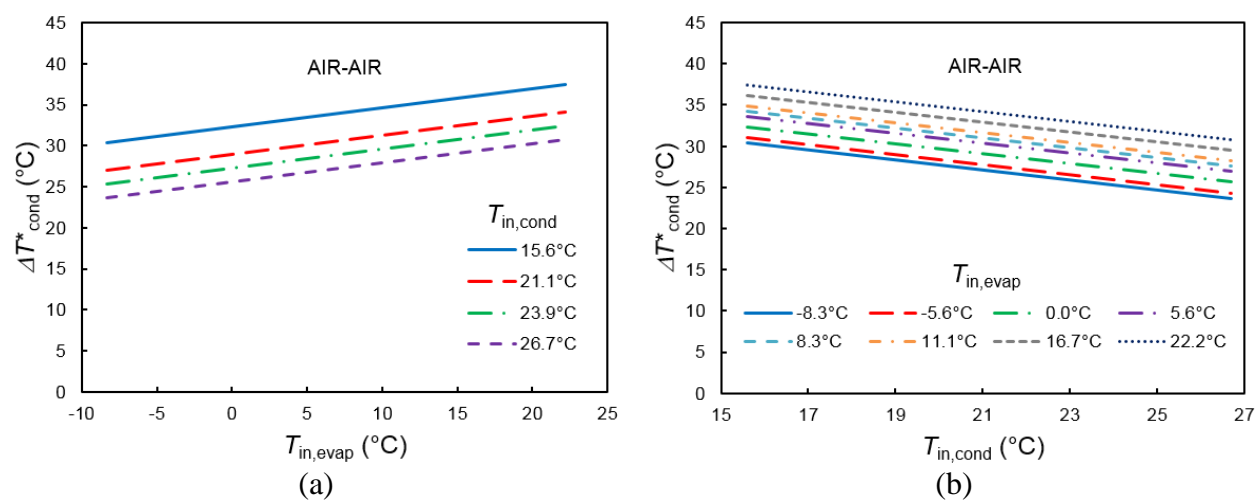


Figure 4.6 : Variations de  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  et (b)  $T_{in,cond}$  avec l'approximation pour les pompes à chaleur air-air.

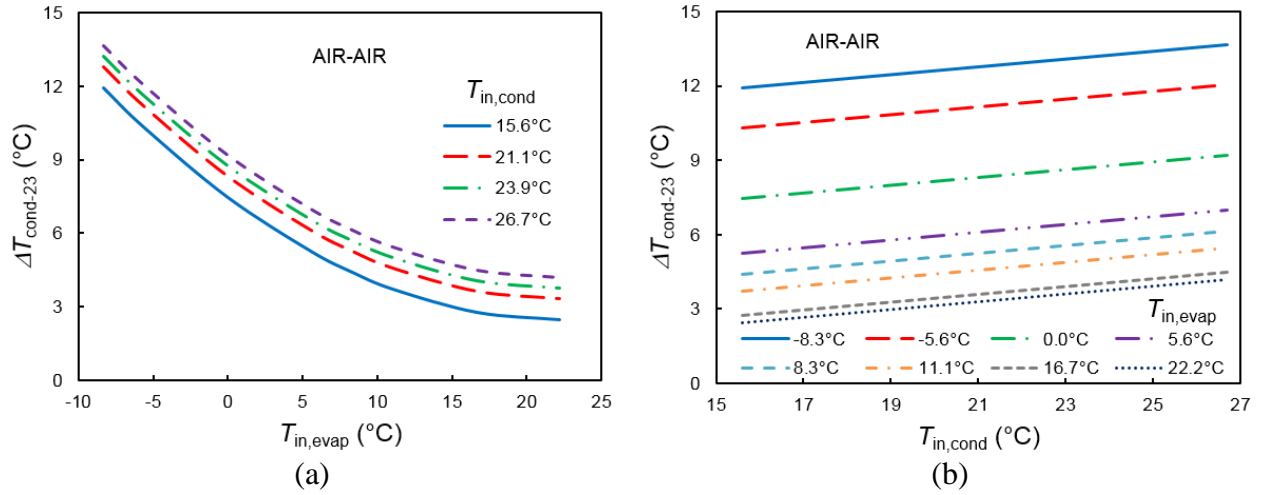


Figure 4.7 : Variations de  $\Delta T_{cond-23}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  et (b)  $T_{in,cond}$  avec l'approximation pour les pompes à chaleur air-air.

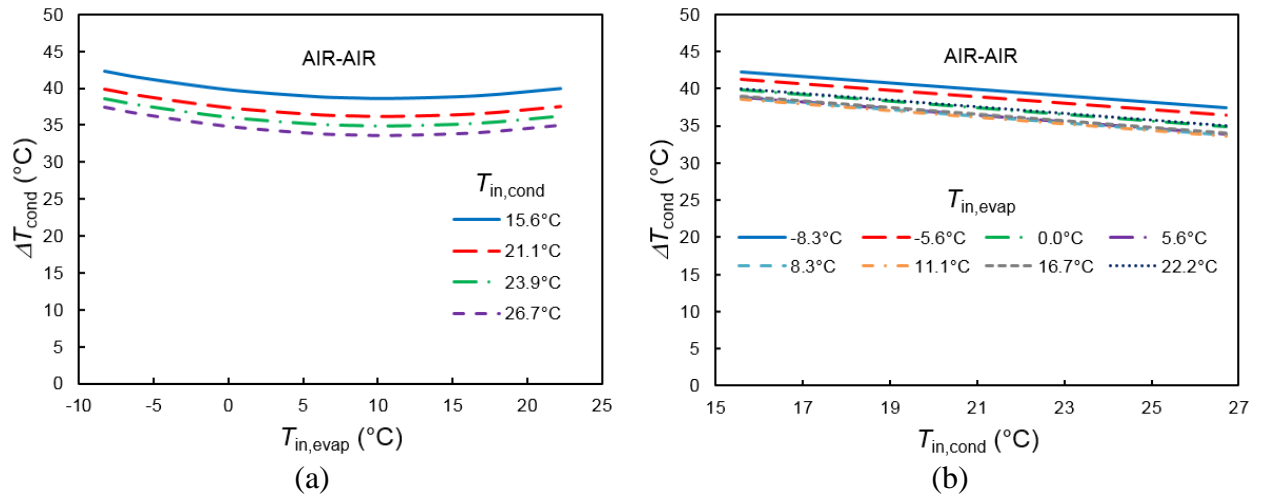


Figure 4.8 : Variations de  $\Delta T_{cond}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  et (b)  $T_{in,cond}$  avec l'approximation pour les pompes à chaleur air-air.

Les erreurs associées aux Équations (4.1)-(4.6) sont données au Tableau 4.3 tandis que la comparaison entre valeurs réelles et calculées est illustrée aux Figures 4.9 à 4.12. Les coefficients sont fournis à l'Annexe 3. Il est clair que les erreurs peuvent atteindre quelques degrés (5°C maximum) mais elles sont dues aux différentes pompes à chaleur utilisées (deux manufacturiers et

cinq unités pour le type eau-eau, un manufacturier et trois unités pour le type air-air) et restent acceptables pour représenter les valeurs d'une pompe à chaleur quelconque.

Tableau 4.3 : Erreur absolue moyenne/maximale des approximations des différences de températures des pompes à chaleur.

Type	$\Delta T_{\text{evap}}^*$ (°C)	$\Delta T_{\text{cond}}^*$ (°C)	$\Delta T_{\text{cond}-23}$ (°C)
Eau-Eau	1.1/4.0	1.5/4.6	0.6/2.4
Air-Air	1.2/2.5	2.7/5.3	0.4/1.6

Pour les pompes à chaleur eau-eau, ces erreurs proviennent des valeurs assez dispersées des unités tandis que pour la gamme air-air, le comportement est très bien représenté et l'erreur provient de la large gamme de valeurs de  $\Delta T^*$ .

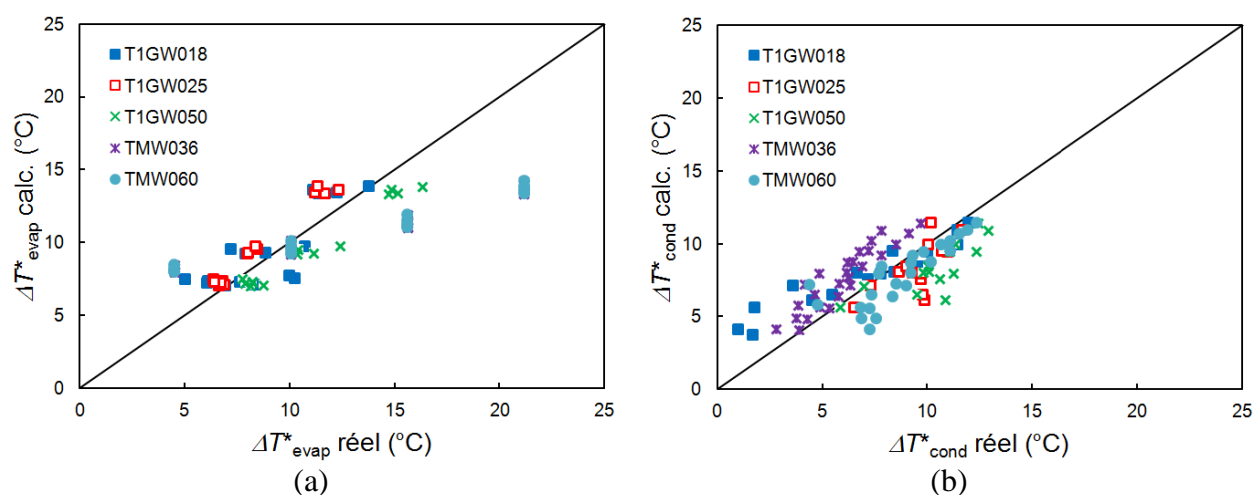


Figure 4.9 : Comparaison des valeurs réelles et calculées de (a)  $\Delta T_{\text{evap}}^*$  et (b)  $\Delta T_{\text{cond}}^*$  pour les pompes à chaleur eau-eau.



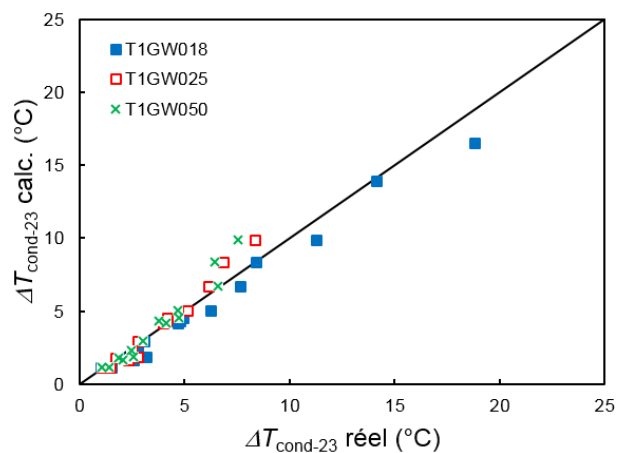


Figure 4.10 : Comparaison des valeurs réelles et calculées de  $\Delta T_{cond-23}$  pour les pompes à chaleur eau-eau.

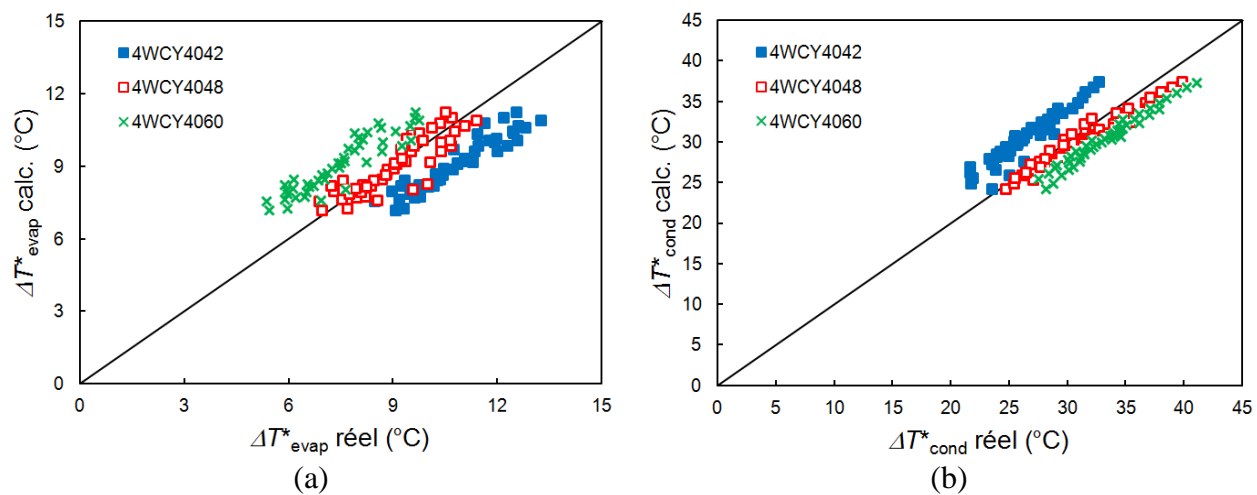


Figure 4.11 : Comparaison des valeurs réelles et calculées de (a)  $\Delta T^*_{evap}$  et (b)  $\Delta T^*_{cond}$  pour les pompes à chaleur air-air.

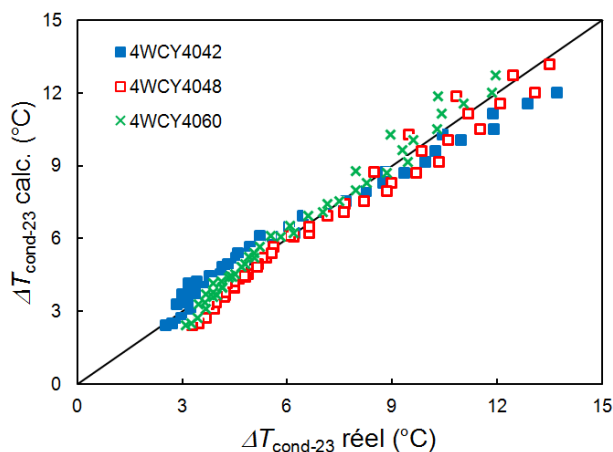


Figure 4.12 : Comparaison des valeurs réelles et calculées de  $\Delta T_{cond-23}$  pour les pompes à chaleur air-air.

Finalement, des réservoirs de stockage de type cylindrique avec un rayon constant à 1.34 m ont été considérés pour le stockage de glace tandis que c'est une valeur de 0.36 m qui a été supposée pour le réservoir cylindrique d'eau chaude. De cette manière, la hauteur varie dans les deux cas pour atteindre le volume souhaité [51]. De plus, les réservoirs sont supposés dans un environnement à 15°C, ce qui correspond à la température de la zone non chauffée du bâtiment. Finalement, celle du réservoir d'eau chaude est considérée constante. Ce n'est pas le cas dans l'étude de Tamasauskas et al. [51] où ce sont les conditions d'opération du circuit de distribution qui dictent le fonctionnement (fraction du débit circulant dans le réservoir d'eau chaude, température en sortie du plancher chauffant) et par conséquent, la température du réservoir d'eau chaude.

Une fois les systèmes sélectionnés et décrits, il faut maintenant présenter les conditions climatiques d'étude et la demande énergétique du bâtiment qui s'ensuit ; elles sont exposées dans la section suivante. Les paramètres d'étude seront alors entièrement définis et les deux scénarios pourront être analysés.

## 4.2 Demande énergétique du bâtiment

Dans le cadre de cette thèse, une maison typique canadienne, située à Montréal, a été considérée. Les conditions climatiques (température extérieure, ensoleillement) et la demande énergétique du bâtiment (chauffage, eau chaude domestique) ont été fournies par CanmetÉNERGIE en 2011 sous forme de données horaires. La consommation totale du bâtiment en chauffage est de 14352

kWh et 2045 kWh pour l'eau chaude domestique. Si la période de chauffage (1<sup>er</sup> octobre – 15 mai) seule est considérée, l'eau chaude requiert 1446 kWh de chaleur. Les consommations mensuelles en chauffage et en eau chaude sont illustrées à la Figure 4.13 tandis que l'ensoleillement mensuel est présenté sur la Figure 4.14. Il apparaît clairement que les mois d'hiver correspondent à la période où la consommation d'énergie est la plus importante, principalement due au chauffage des locaux, tandis que l'ensoleillement y est le plus faible.

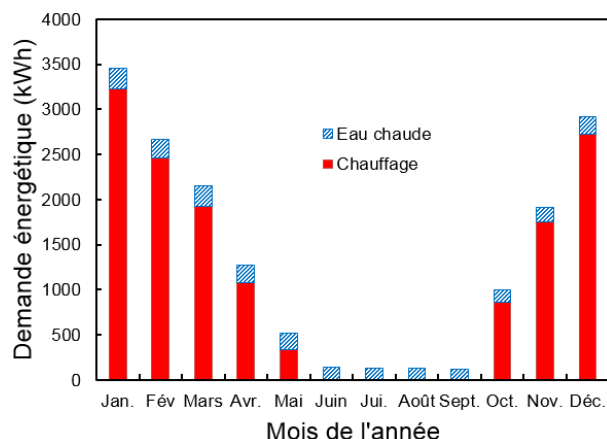


Figure 4.13 : Consommation mensuelle en chauffage et eau chaude domestique du bâtiment typique.

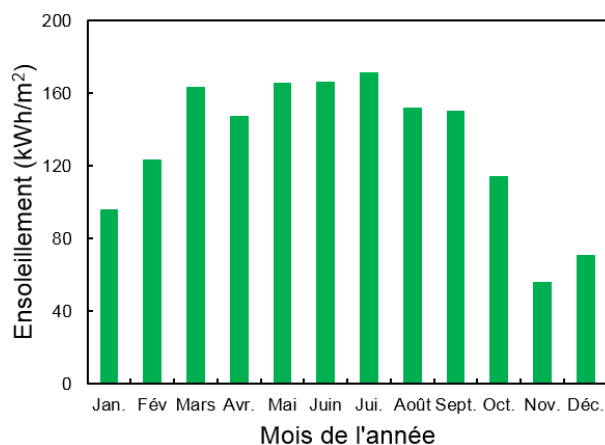


Figure 4.14 : Ensoleillement mensuel pour Montréal.

Les profils horaires de la consommation et du rayonnement solaire (puissances intégrées sur une heure) ont quant à eux été tracés sur la Figure 4.15 pour les trois premiers jours du mois de jan-

vier. Ses profils sont difficiles à prédire et sont la conséquence de plusieurs facteurs. L'ensoleillement dépend bien évidemment de l'heure de la journée et de la période de l'année mais également de la couverture nuageuse. En ce qui concerne la demande énergétique, l'eau chaude résulte de la consommation des usagers qui dépend de leurs habitudes et de leurs activités quotidiennes ainsi que les températures de l'eau à la source (réseau de distribution) et à l'usage. Finalement, en plus du comportement de l'utilisateur, le chauffage des locaux fait intervenir entre autres : la localisation et l'orientation du bâtiment ou encore la qualité de sa construction et des infiltrations qui en découlent. La température extérieure, les gains solaires ou encore les sources d'énergie internes jouent alors un rôle prépondérant dans l'estimation des besoins en chauffage. Malgré tout, cette figure illustre très clairement le décalage entre les pics de consommation et l'ensoleillement disponible. Elle reflète alors parfaitement l'importance du stockage d'énergie ; dans le cas présent, du rayonnement solaire pour chauffer le bâtiment.

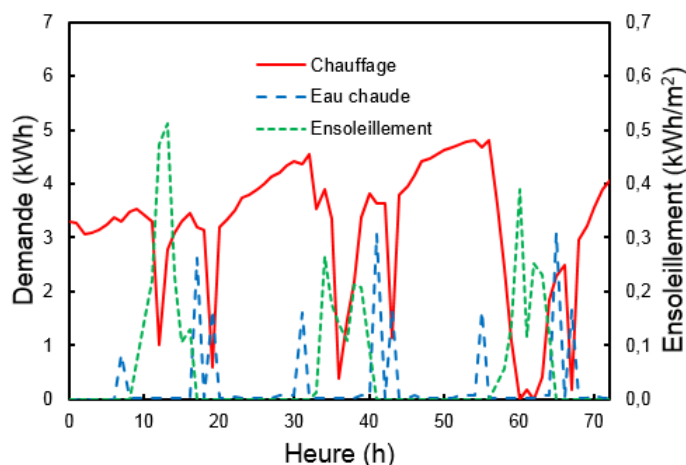


Figure 4.15 : Profil horaire de la consommation en chauffage et eau chaude domestique et du rayonnement solaire pour les trois premiers jours de janvier.

Dans le but d'analyser les résultats des modèles proposés lorsque plusieurs unités interagissent entre elles et de comparer les performances à celles obtenues par Tamasauskas et al. [51], il faut tout d'abord noter que les fichiers sources (météo, demande énergétique) utilisés par Tamasauskas et al. [51] ne correspondent pas à ceux présentés ci-dessus. En effet, ils ont obtenu une consommation électrique de 6022 kWh et un *COP* du système au complet de 2.33 [51], ce qui per-

met d'estimer leur consommation pour la période de chauffage à 14000 kWh. Par conséquent, les fichiers fournis par CanmetÉNERGIE et utilisés dans cette thèse amènent à une consommation totale 13% supérieure à celle de Tamasauskas et al. [51]. Afin de s'assurer que les environnements d'étude des deux travaux coïncident pour permettre la comparaison des résultats, les conditions météorologiques obtenues avec TRNSYS et fournies par CanmetÉNERGIE sont montrées sur la Figure 4.16 (température extérieure) et sur la Figure 4.17 (ensoleillement).

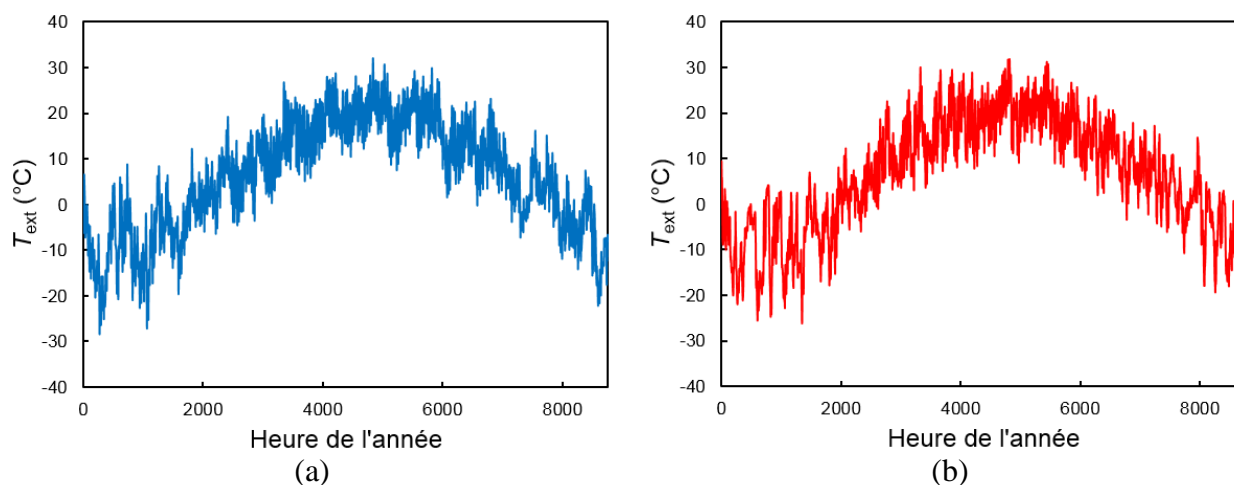


Figure 4.16 : Profil horaire de la température de l'air extérieur sur une année pour (a) les données de CanmetÉNERGIE et (b) celles de Tamasauskas et al. [51].

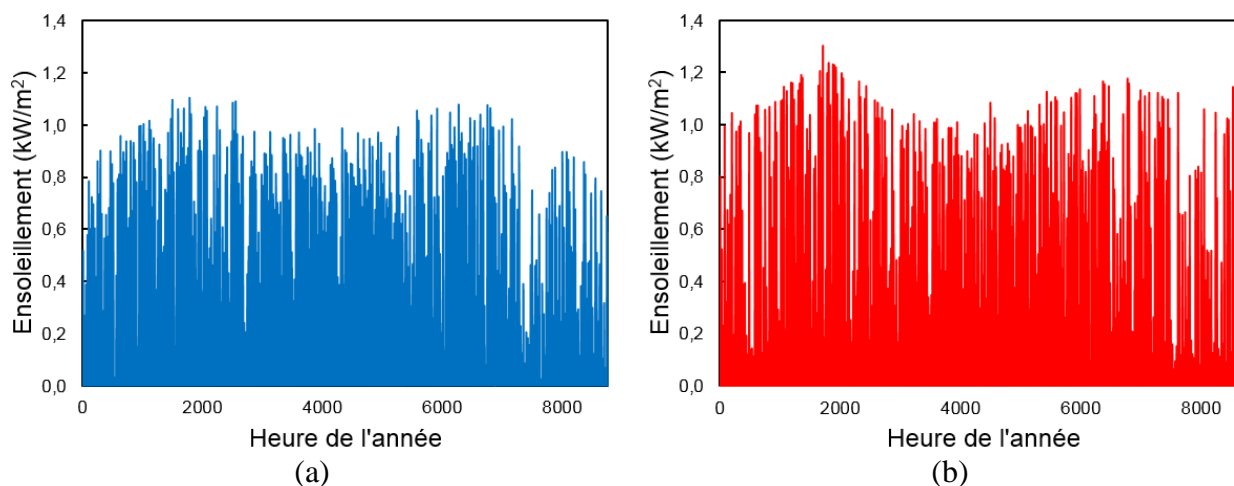


Figure 4.17 : Profil horaire de l'ensoleillement sur une année pour (a) les données de CanmetÉNERGIE et (b) celles de Tamasauskas et al. [51].

Malgré une légère différence sur l'ensoleillement (sous-estimation de 6.4% des données de CanmetÉNERGIE par rapport à TRNSYS), les profils horaires de la température extérieure et de l'ensoleillement sur une année sont similaires ; ce qui rend la comparaison entre les deux études faisable et les résultats consistants. Finalement, les données de TRNSYS (température extérieure, ensoleillement) auraient pu être directement utilisées afin d'enlever toute incertitude sur la comparaison des résultats. Toutefois, il aurait fallu modéliser le bâtiment et étudier le comportement des usagers afin d'estimer les besoins et ce n'est pas l'objet de cette thèse. C'est pourquoi les données de CanmetÉNERGIE ont été considérées pour réaliser la présente étude. La seule information manquante est la température de l'eau du réseau de distribution pour l'eau chaude domestique ; en effet, elle est nécessaire à des fins d'analyses exergetiques et elle a été récupérée des fichiers météorologiques du logiciel TRNSYS (Type 56b). Son profil horaire sur une année est illustré sur la Figure 4.18. Comme c'était le cas avec la température extérieure, il est possible que la valeur considérée ne corresponde pas à celle utilisée par CanmetÉNERGIE pour le profil de la demande en eau chaude ; malgré tout, les faibles variations horaires auront seulement une influence sur les résultats exergetiques et cette dernière est supposée acceptable.

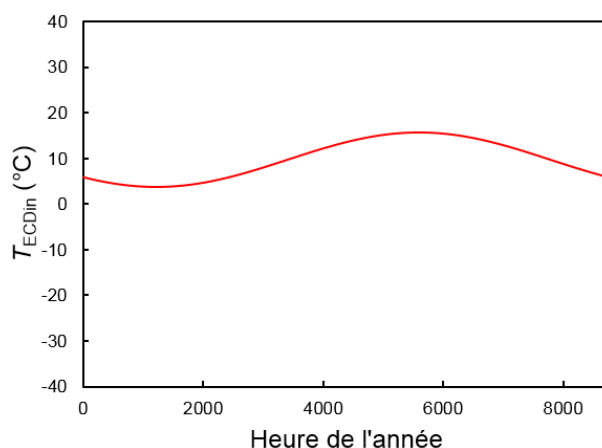


Figure 4.18 : Profil horaire de la température de l'eau du réseau de distribution sur une année.

Maintenant que les caractéristiques des unités et la demande du bâtiment ont été établies, les deux scénarios énergétiques peuvent à présent être décrits et leurs comportements analysés.

### 4.3 Pompe à chaleur solaire avec stockage de glace

Le premier scénario à être analysé a déjà été étudié par Tamasauskas et al. [51] et correspond à l'usage d'une PàC solaire avec stockage de glace et réservoir d'eau chaude. L'évaluation des modèles proposés lorsque plusieurs unités interagissent (capteurs solaires, PàC, réservoir de glace et d'eau chaude, unités d'appoint) pourra alors être effectuée. Les résultats seront comparés à ceux obtenus par de Tamasauskas et al. [51] à l'aide du logiciel TRNSYS afin d'examiner la cohérence des performances évaluées à l'aide des modèles proposés. Par conséquent, le scénario sera tout d'abord décrit puis les résultats obtenus avec la modélisation proposée aux Chapitre 3 seront comparés à ceux de Tamasauskas et al. [51]. Finalement, les performances du scénario énergétique seront analysées.

#### 4.3.1 Description du scénario

Le scénario énergétique étudié par Tamasauskas et al. [51] a été représenté sur la Figure 4.19. Le système de distribution consiste en un plancher chauffant et un ventilateur de récupération de chaleur. Des appoints électriques sont insérés afin de compléter la demande si nécessaire. Le plancher chauffant et le ventilateur tirent leur chaleur du réservoir d'eau chaude qui sert de connexion centrale entre les unités et la distribution d'énergie. En ce qui concerne la demande en eau chaude, l'eau provenant du réseau de distribution de la ville est d'abord préchauffée avec le réservoir d'eau chaude avant d'entrer dans un chauffe-eau électrique pour atteindre la température de consigne de 45°C [168].

L'apport de chaleur au réservoir d'eau chaude s'effectue de deux manières. La boucle solaire « A » profite de la chaleur des capteurs solaires pour faire fondre la glace dans le réservoir de stockage. Cette glace est alors régénérée à l'évaporateur d'une pompe à chaleur dont le condenseur fournit de la chaleur au réservoir d'eau chaude. La seconde boucle, la boucle solaire « B », utilise directement la chaleur des capteurs solaires pour chauffer le réservoir d'eau chaude. Il faut mentionner que les pompes de circulation sont à débits constants (P1, P2, P3, P4, P6) sauf celle du plancher chauffant (P5). Finalement une valve permet de contrôler la température en entrée du plancher chauffant ; elle sert aussi au contrôle de la température du réservoir d'eau chaude.

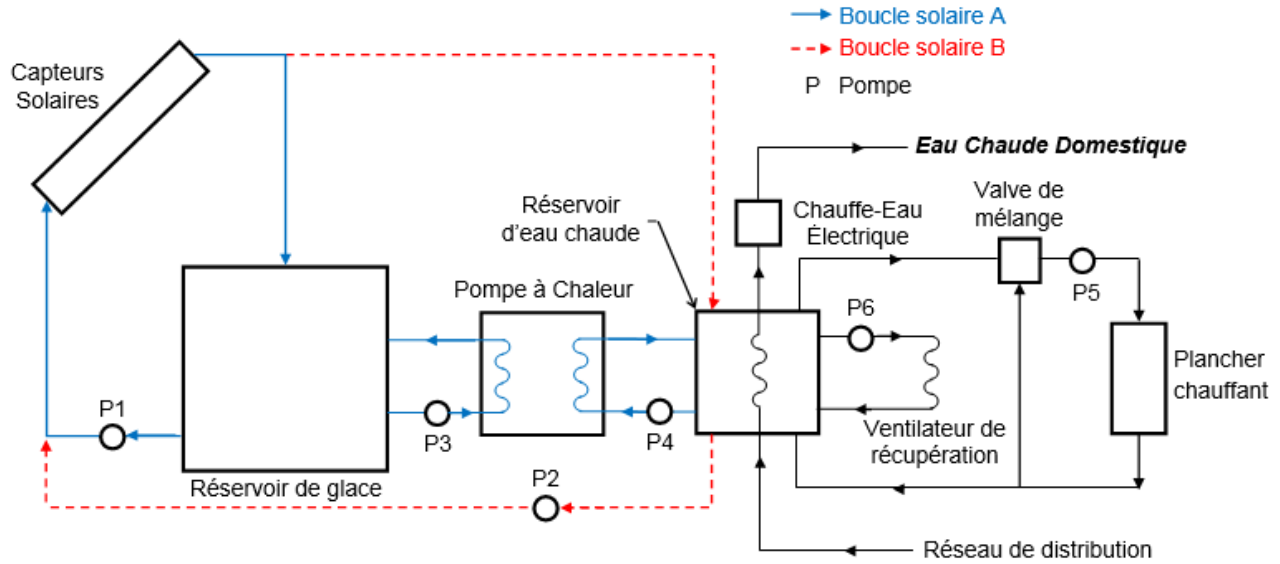


Figure 4.19 : Scénario énergétique de Tamasauskas et al. [51].

Le fonctionnement entre les boucles solaires est contrôlée avec la différence de températures entre le caloporteur à l'entrée du capteur solaire et l'air ambiant [169]. De cette manière, la boucle solaire « A » opère lorsque :

$$(T_{st,e,bas} - T_{amb}) > T_{cnt} \quad (4.7)$$

où  $T_{st,e,bas}$  est la température au fond du réservoir d'eau chaude et  $T_{cnt}$  est la température de contrôle entre les boucles, égale à 10°C. Lorsque cette condition n'est pas vérifiée, c'est la boucle solaire « B » qui fonctionne [51]. Cette équation permet au capteur solaire de fonctionner dans sa configuration la plus efficace énergétiquement. De plus, plusieurs contraintes d'opération doivent être respectées pour le fonctionnement des boucles solaires. Par exemple, le réservoir de glace ne doit ni dépasser 40% de glace (contrainte technique) ni excéder 12°C (choix de conception) tandis que le haut du réservoir de stockage doit maintenir une température de 35°C (+/- 2°C). De plus, en ce qui concerne l'eau chaude domestique, la température à la sortie du réservoir d'eau chaude est de 2°C inférieure à celle du réservoir d'eau chaude. Les simulations ont été effectuées sur une période de deux ans et seuls les résultats pour la deuxième année sont présentés.

Dans cette thèse, le circuit de distribution du chauffage, incluant les appoints électriques nécessaires, n'a pas été étudié ; toutefois, cette simplification pose le problème du contrôle de la tem-



pérature du réservoir d'eau chaude car elle est imposée par les conditions d'opération du circuit de distribution (température en entrée du plancher chauffant, fraction du débit recirculé dans le réservoir). Par conséquent, un appoint électrique a été supposé intégré au réservoir d'eau chaude pour garder sa valeur constante. Le scénario énergétique a par conséquent été redessiné à la Figure 4.20.

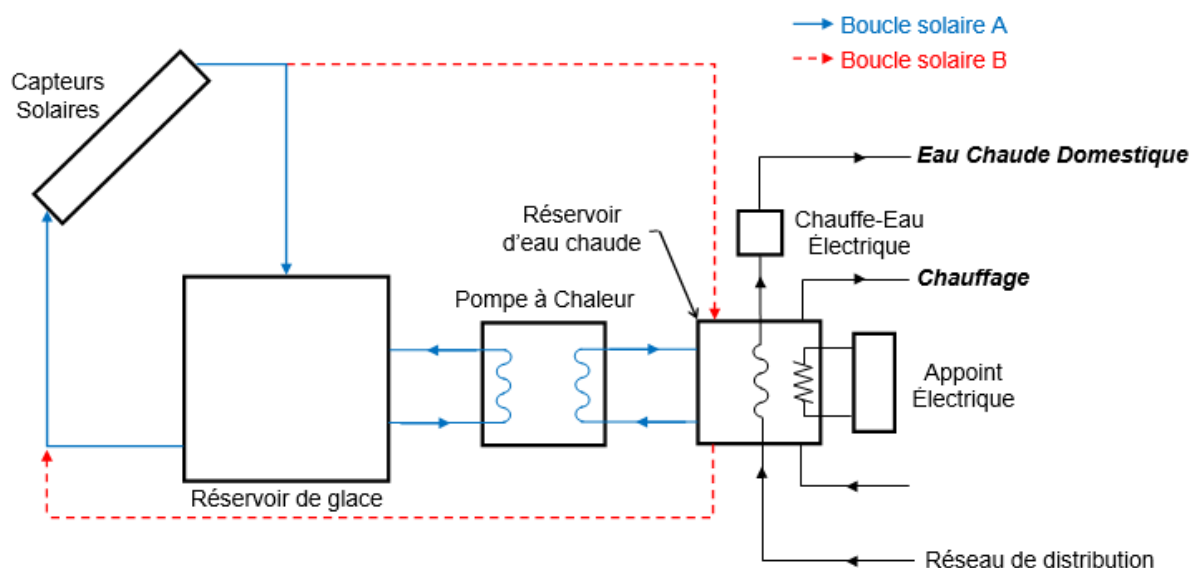


Figure 4.20 : Scénario énergétique simplifié de Tamasauskas et al. [51].

Dans cette étude et contrairement aux conditions de Tamasauskas et al. [51], la température du réservoir d'eau chaude est gardée constante à 35°C. Cette valeur agit directement sur le comportement des systèmes et la boucle solaire « B » n'est jamais en fonctionnement lors de la période de chauffage (température ambiante inférieure à 25°C). Ensuite, les données pour le chauffage du bâtiment fournies par CanmetÉNERGIE ne contenaient aucune information sur la température de la pièce ; elle a été considérée constante à 20°C dans cette thèse. Finalement, une contrainte sur le temps de fonctionnement minimal des unités a été imposée à l'ensemble des unités. Elles doivent fonctionner au minimum 6 minutes ; si ce n'est pas le cas, elles restent à l'arrêt. Les conditions sur les variables d'opération ont été résumées dans le Tableau 4.4.

Les capteurs solaires, de type plan, ont été sélectionnés du fait de leur haute efficacité à faible température du fluide caloporteur [168] ; toutefois, opérer à des valeurs basses entraîne une baisse des performances de la pompe à chaleur (Figures 1.19 et 1.20). De plus, malgré la plus

faible efficacité du capteur solaire à fortes températures, l'usage de la boucle solaire « B » évite la consommation d'électricité. Ainsi, un tel système est clairement favorable à l'optimisation (dimensions et fonctionnement des unités).

Tableau 4.4 : Condition des variables d'opération du scénario énergétique.

Variabes d'opération	Condition
Température de la pièce	$T_r=20^{\circ}\text{C}$
Température du stockage de glace	$T_{st,g}\leq 12^{\circ}\text{C}$
Proportion de glace du stockage	$x_{st,g}\leq 40\%$
Température du réservoir d'eau chaude	$T_{st,e}=35^{\circ}\text{C}$
Température de contrôle des boucles solaires	$T_{cnt}=10^{\circ}\text{C}$
Température d'entrée du chauffe-eau électrique	$T_{out,ste}=(T_{st,e}-2)$
Température de sortie du chauffe-eau électrique	$T_{ECD}=45^{\circ}\text{C}$

La modélisation de cet arrangement a été détaillée dans l'Annexe 4 mais les grandes lignes sont les suivantes :

- Conditions initiales des réservoirs de stockage (glace, eau chaude).
- Proportion de la demande en eau-chaude fournie par le chauffe-eau électrique et calcul de la consommation électrique du chauffe-eau.
- Chaleur récupérée par le capteur solaire (boucle solaire « A » ou « B ») avec un fonctionnement minimum de 6 minutes.
- Performances de la pompe à chaleur (chaleur à l'évaporateur et au condenseur, travail du compresseur) avec un fonctionnement minimum de 6 minutes.
- Bilans d'énergie sur les réservoirs de stockage et calcul des températures (ou proportion de glace) finales.
- Consommation électrique des pompes de circulation.

Les principales différences entre l'étude de Tamasauskas et al. [51] reposent sur les données de l'étude (conditions climatiques, demande énergétique), la simplification du circuit de distribution et la température du réservoir d'eau chaude, considérée constante à 35°C dans cette thèse. Malgré tout, ces dissemblances sont acceptables pour effectuer la comparaison des résultats entre les deux types de simulation. Elle est présentée dans la section ci-dessous.

### 4.3.2 Comparaison des résultats avec Tamasauskas et al.

Les simulations de Tamasauskas et al. [51] ont été effectuées avec le logiciel TRNSYS qui évalue de manière précise les performances énergétiques des différents unités du scénario. La période d'étude correspond à la saison de chauffage qui s'étend du 1<sup>er</sup> octobre au 15 mai [51]. Tout d'abord, dans TRNSYS, le comportement des capteurs solaires est évalué à l'aide de la relation de Duffie & Beckman [78], soit l'Équation (3.4), avec comme possibilité d'inclure les effets de l'angle d'incidence, ce qui a été le cas de Tamasauskas et al. [51]. Ensuite, les performances de la pompe à chaleur sont interpolées directement des catalogues manufacturiers ; les auteurs se sont notamment basés sur les catalogues de compresseur. Afin de relier les températures du réfrigérant et des fluides caloporteurs, des  $\Delta T^*$  constants ont été considérés ; plus particulièrement,  $\Delta T_{\text{evap}}^* = 6^\circ\text{C}$  et  $\Delta T_{\text{cond}}^* = 10^\circ\text{C}$  [51]. En ce qui concerne les réservoirs de stockage, un composant de TRNSYS a été modifié et amélioré pour tenir compte du stockage spécifique par coulis de glace tandis qu'un réservoir stratifié à 4 nœuds a été utilisé pour le réservoir d'eau chaude. Les pertes thermiques ont été négligées dans les deux cas. Cette dernière hypothèse est crédible pour le stockage de glace car ce type de réservoir est, à l'heure actuelle, construit sur mesure et coûte cher ; la qualité de l'isolation peut ainsi être garantie si nécessaire. Malgré tout, ce n'est pas le cas des systèmes plus usuels comme le réservoir d'eau chaude.

À des fins de comparaisons avec les résultats de Tamasauskas et al. [51], les performances du compresseur sont estimées à partir des données du compresseur et de la relation de Stoecker & Jones [119]. De plus, les mêmes  $\Delta T^*$  ont été retenus pour la comparaison, soit  $\Delta T_{\text{evap}}^* = 6^\circ\text{C}$  et  $\Delta T_{\text{cond}}^* = 10^\circ\text{C}$  [51]. Finalement, des réservoirs de stockage adiabatiques ont été considérés. Les simulations ont été effectuées des dimensions données ; ces dernières sont fournies au Tableau 4.5.

Tableau 4.5 : Dimensions pour la comparaison avec  
Tamasauskas et al. [51].

Unité	Dimensions
Capteurs solaires	31.84 m <sup>2</sup>
Stockage de glace	25 m <sup>3</sup>
Pompe à chaleur	ZP38KCE
Réservoir d'eau chaude	0.6 m <sup>3</sup>

Pour démarrer la comparaison, les évolutions de la température et de la masse de glace du réservoir de stockage sont de bons indicateurs du comportement des différentes unités. En effet, ils illustrent directement l'utilisation de la pompe à chaleur (génération de la glace) et la récupération d'énergie solaire (fonte de la glace). Les résultats obtenus avec les modèles proposés dans le cadre de cette recherche ont été comparés avec ceux de Tamasauskas et al. [51]. Les évolutions de la température du stockage et de la masse de glace pour la période de chauffage (1<sup>er</sup> octobre – 15 mai) sont tracées, respectivement, sur les Figures 4.21 et 4.22.

D'après ces figures, il est clair que l'allure des courbes est similaire à celles obtenues par Tamasauskas et al. [51] malgré les différences entre les données (climat, demande énergétique), la simplification du circuit de distribution et la température d'opération du réservoir d'eau chaude (35°C, fixée pour les modèles proposés et valeur du consigne en haut du réservoir pour Tamasauskas et al. [51]). En effet, cette dernière influence directement l'opération de la boucle solaire « B » (voir la Figure 4.20), autrement dit le chauffage du réservoir d'eau chaude à l'aide des capteurs solaires. Lorsque cette boucle est en fonctionnement, seule de la chaleur peut être retirée du réservoir de glace par l'intermédiaire de la pompe à chaleur et la température du stockage de glace diminue. Ceci pourrait expliquer le fait qu'elle varie entre 10 et 12°C aux extrémités de la période de chauffage (Figure 4.21) ; la boucle solaire « B » et la PàC fonctionnent et entraînent une diminution progressive de la température du réservoir de glace qui sera rehaussée rapidement lorsque la boucle solaire « A » (voir la Figure 4.20) sera en fonctionnement.

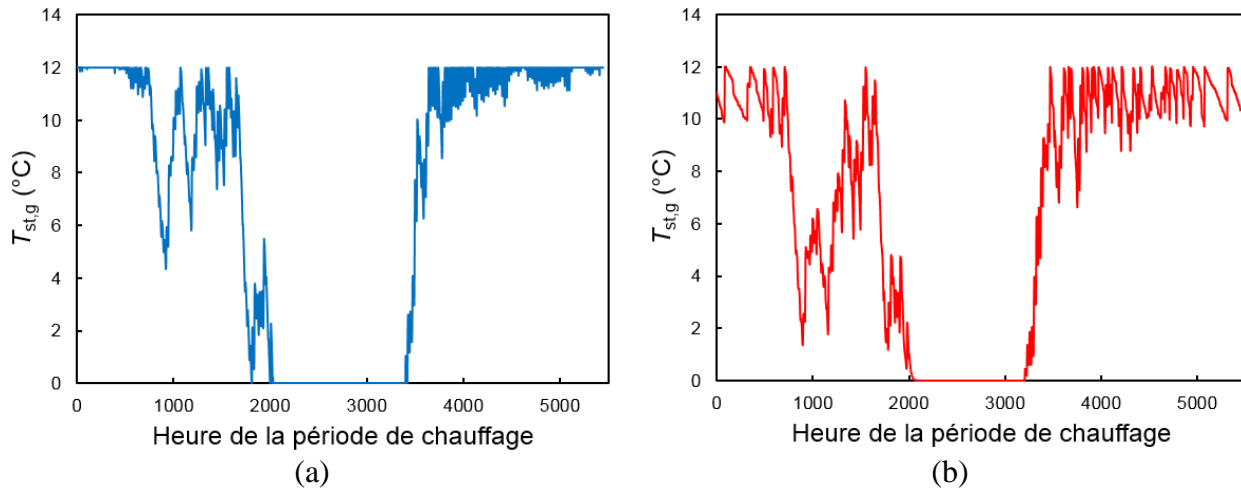


Figure 4.21 : Comparaison de l'évolution de la température du stockage de glace pour la période de chauffage obtenue (a) avec les modèles proposés et (b) par Tamasauskas et al. [51].

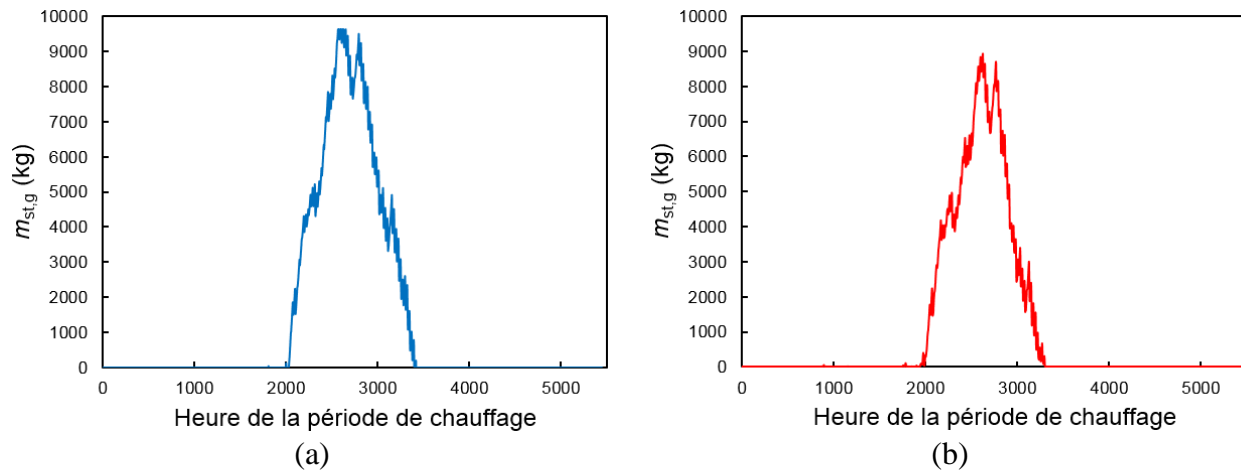


Figure 4.22 : Comparaison de l'évolution de la masse de glace pour la période de chauffage obtenue (a) avec les modèles proposés et (b) par Tamasauskas et al. [51].

Ensuite, la différence la plus notable entre les résultats obtenus avec les modèles proposés et Tamasauskas et al. [51] se retrouve entre les heures 700 et 1900 (mois de novembre et décembre) et sur la chute de la température du stockage de glace (Figure 4.21). Durant ces périodes, la pompe à chaleur et la boucle solaire « A » sont plus sollicitées [51] et il est probable que les différences entre les résultats proviennent des données météorologiques (demande, température extérieure,

ensoleillement). Finalement, la masse de glace maximale est plus importante avec les modèles proposés (Figure 4.22) ; cette valeur peut s'expliquer par le calcul du remplissage du réservoir à l'aide du matériau de stockage. Malgré tout, même si les valeurs diffèrent, la condition sur la proportion de glace par rapport à la masse totale ( $x_{st,g} \leq 40\%$ ) est respectée dans les deux cas. Ainsi, le mécanisme de génération/fonte de la glace semble assez bien reproduit par les modèles proposés au Chapitre 3.

En plus de l'évolution de la température et de la masse de glace pour la période de chauffage, Tamasauskas et al. [51] ont également évalué l'efficacité mensuelle des capteurs solaires pour les dimensions du Tableau 4.5 ainsi que le COP du scénario au complet pour différentes dimensions de capteurs et de volume de stockage de glace. Tout d'abord, ils ont défini l'efficacité des capteurs lorsque ces derniers étaient en opération de la manière suivante [51] :

$$\eta_{col} = \frac{\int_{op} (\dot{Q}_{col,A} + \dot{Q}_{col,B}) dt}{\int_{op} \dot{Q}_{sun} dt} \quad (4.8)$$

où la chaleur récupérée provient des boucles solaires « A » ( $\dot{Q}_{col,A}$ ) et « B » ( $\dot{Q}_{col,B}$ ). Les termes ont été intégrés seulement lorsque les boucles étaient en opération [51] ; de cette manière, c'est l'avantage d'utiliser des capteurs à des faibles températures de caloporteur qui est souligné. De plus, la valeur moyenne mensuelle a été calculée à l'aide d'une moyenne arithmétique sur la période d'étude. Le rendement mensuel des capteurs solaires pour la période de chauffage obtenue avec les modèles proposés et par Tamasauskas et al. [51] est illustré sur la Figure 4.23. Le rendement des capteurs suit la même tendance que celle obtenue par Tamasauskas et al. [51] malgré quelques écarts. Comme pour l'évolution de la température du réservoir de stockage, ces différences peuvent s'expliquer par l'écart entre les données météorologiques des simulations (ensoleillement, température extérieure) mais également par la différence d'estimation de la température du réservoir de glace et le fonctionnement de la boucle solaire « B ». En effet, celle du stockage de glace (qui correspond à l'entrée des capteurs solaires lorsque la boucle solaire « A » est en opération) a été surestimée par rapport à l'étude de Tamasauskas et al. [51] pour les mois de novembre et décembre (Figure 4.21), ce qui pourrait expliquer les plus faibles valeurs des capteurs solaires pour ces deux mois sur la Figure 4.23. De plus, des rendements plus élevés ont été obte-

nus avec les modèles proposés aux mois d'octobre et de mai ; ils pourraient être dus au fonctionnement de la boucle solaire « B », plus souvent en opération dans l'étude de Tamasauskas et al. [51] lors de ces deux mois. Se servir plus souvent la boucle solaire « B » donnerait un poids plus important à la température du réservoir d'eau chaude dans la moyenne arithmétique et engendrerait une diminution du rendement global.

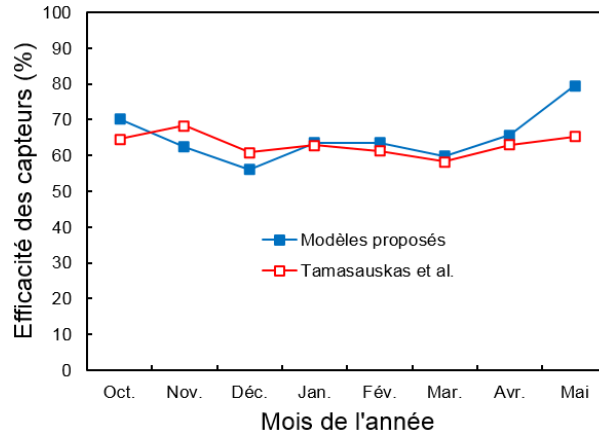


Figure 4.23 : Efficacité (arithmétique) mensuelle des capteurs pour la période de chauffage obtenue (a) avec les modèles proposés et (b) par Tamasauskas et al. [51].

Le rendement du système au complet a également été évalué par Tamasauskas et al. [51] sur la période de chauffage ; il a été défini comme le rapport de la demande (chauffage, eau chaude domestique ECD) et de la consommation électrique totale (PàC, appoint électrique AE, chauffe-eau électrique CEE et les pompes de circulation) :

$$COP_{sys} = \frac{\int (\dot{Q}_{chauffage} + \dot{Q}_{ECD}) dt}{\int (\dot{W}_{PàC} + \dot{W}_{AE} + \dot{W}_{CEE} + \dot{W}_{pompe}) dt} \quad (4.9)$$

Une analyse de sensibilité de cette valeur a été effectuée par Tamasauskas et al. [51] pour différentes surfaces de capteurs solaires et différents volumes de stockage de glace. Elle a été reproduite avec les modèles proposés et les résultats sont présentés sur la Figure 4.24. L'allure des courbes obtenues par Tamasauskas et al. [51] se retrouve avec les modèles proposés malgré une augmentation moins marquée du  $COP_{sys}$  avec la surface des capteurs. De ces figures, il apparaît

clairement qu'augmenter la surface de capteurs permet d'accroître l'énergie solaire thermique récupérée et pouvant être utilisée pour le chauffage. De plus, cette augmentation est directement liée au volume du réservoir de glace ; de grandes dimensions augmentent la capacité de stockage du rayonnement solaire. Toutefois, une valeur maximale du  $COP_{sys}$  semble être atteinte lorsque la surface de capteurs augmente, peu importe le volume du réservoir de glace (Figure 4.24a). Ce comportement peut s'expliquer par le fait que le fonctionnement de la pompe à chaleur devient indépendant de celui des capteurs solaires pour de grandes dimensions d'équipement. L'énergie solaire emmagasinée est telle que le réservoir de stockage n'atteint jamais 40% de glace et ne limite donc pas l'opération de la PàC. Contrairement aux résultats obtenus avec les modèles proposés, le  $COP_{sys}$  calculé par Tamasauskas et al. [51] semble pouvoir augmenter au-delà de 50m<sup>2</sup> de capteurs solaires (Figure 4.24b). Cette différence pourrait provenir du fonctionnement de la boucle solaire « B » qui connecte directement les capteurs au réservoir d'eau chaude. L'énergie solaire thermique stockée dans le réservoir d'eau chaude pourrait diminuer l'utilisation de la pompe à chaleur sans pour autant augmenter celle des appoints électriques. Malgré tout, les ordres de grandeur des variations sont globalement les mêmes pour les deux simulations.

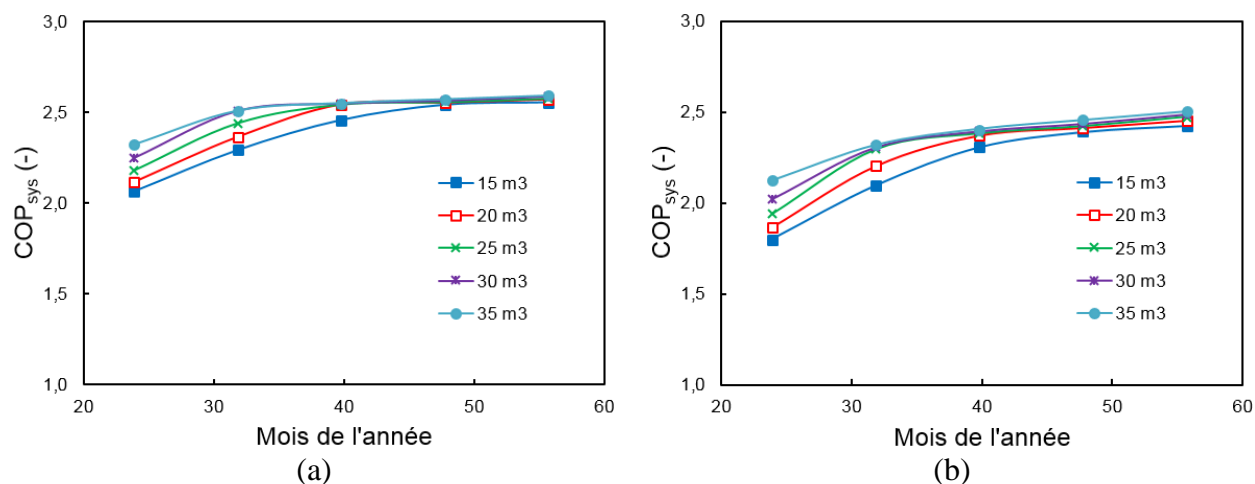


Figure 4.24 : Efficacité du système pour la période de chauffage obtenue (a) avec les modèles proposés et (b) par Tamasauskas et al. [51] en fonction de la surface de capteurs à des volumes de réservoir de glace donnés.



Les résultats précédents (Figures 4.21 à 4.24) ont permis de comparer les différences entre les performances obtenues avec les modèles proposés et par Tamasauskas et al. [51] ; ils ont été effectués à l'aide des données du catalogue de compresseur et en supposant des  $\Delta T^*$  constants (6°C à l'évaporateur, 10°C au condenseur). Toutefois, comme il a été mentionné au Chapitre 3, les  $\Delta T^*$  ne sont pas constants et l'usage des catalogues de compresseurs induit nécessairement une erreur sur les performances de la pompe à chaleur. C'est pourquoi, dans cette thèse, l'aspect énergétique a été fondée sur les catalogues de pompes à chaleur et, à des fins d'analyses exergétiques, les  $\Delta T^*$  ont été évalués pour estimer les températures du réfrigérant. Par conséquent, l'importance de ce choix sur les résultats (consommation électrique,  $COP_{sys}$ ) a été évaluée par l'étude de quatre cas :

- a) la simulation de Tamasauskas et al. [51] à l'aide de TRNSYS,
- b) les modèles proposés avec les données issues des catalogues de compresseur (relation de Stoecker et Jones [119] appliquée au compresseur ZP38KCE) et des  $\Delta T^*$  constants (hypothèses de Tamasauskas et al. [51]),
- c) les modèles proposés avec les données issues des catalogues de compresseur (relation de Stoecker et Jones [119] appliquée au compresseur ZP38KCE) et des  $\Delta T^*$  variables,
- d) les modèles proposés avec les données issues des catalogues de pompes à chaleur (approximation linéaire appliquée à la pompe à chaleur T1GW050), des  $\Delta T^*$  variables et les pertes thermiques du réservoir d'eau chaude.

Les résultats ont été résumés dans le Tableau 4.6.

Tableau 4.6 : Consommation électrique et efficacité totale pour la période de chauffage et les différents cas d'étude.

Cas d'étude	$W_{total}$ (kWh)	$COP_{sys}$
Cas a)	6022	2.33
Cas b)	6474	2.44
Cas c)	6145	2.57
Cas d)	5782	2.73

Étant donné la différence entre la demande énergétique utilisée dans cette thèse et celle de Tamasauskas et al. [51], il est clair que la consommation électrique pour le cas *a*) sera différente de celle des autres cas. Ainsi, la consommation électrique est fournie à titre d'ordre de grandeur et la différence entre simulations est caractérisée par le  $COP_{sys}$ . Une comparaison plus complète en tenant compte de la température du stockage de glace et de la masse de glace, du rendement mensuel des capteurs solaires et de l'analyse de sensibilité sur le  $COP_{sys}$  est également disponible dans l'Annexe 4.

Ainsi, une surestimation de 4.7% du  $COP_{sys}$  a été obtenue avec le cas *b*) par rapport au cas *a*). Autrement dit, cette différence illustre celle entre les résultats obtenus à l'aide des modèles proposés et ceux provenant du logiciel TRNSYS ; cette valeur englobe l'analyse des Figures 4.21 à 4.24. Ensuite, l'impact de la valeur des  $\Delta T^*$  est non négligeable même si les constantes choisies sont proches des valeurs estimées et que l'amplitude de ces dernières restent assez faible. L'erreur relative engendrée par la valeur des  $\Delta T^*$  est de 5.3 %, soit le cas *c*) par rapport au cas *b*). Il est clair que, dans le cas des pompes à chaleur air-air, des erreurs beaucoup plus importantes pourraient être obtenues. Par exemple, des  $\Delta T^*$  de 5°C ont été considérés par Wu & Zmeureanu [165] alors que l'ordre de grandeur est de 10°C à l'évaporateur et 30°C au condenseur (Section 4.1). Finalement, la modélisation basée sur les catalogues de pompes à chaleur a été comparée à celle utilisant les catalogues de compresseurs ; une erreur relative de 6.2% a été obtenue pour le cas *d*) par rapport au cas *c*). Le  $COP_{sys}$  obtenu avec le catalogue de pompe à chaleur est le plus élevé, ce qui s'explique par les valeurs plus faibles du travail au compresseur pour une capacité similaire à l'évaporateur. En effet, les valeurs moyennes arithmétiques sur l'ensemble des conditions d'opération de la capacité (à l'évaporateur) et du travail (au compresseur) sont respectivement 13.44 et 4.65kW (ZP38KCE) et 13.26 et 3.72kW (T1GW050). Ainsi, l'impact à la fois de la valeur des  $\Delta T^*$  et du choix du catalogue manufacturier, soit la comparaison entre le cas *b*) et le cas *d*), aboutit à une erreur relative totale de 11.9% sur le  $COP_{sys}$ . Une telle erreur est bien évidemment non négligeable et reflète très clairement l'influence de la conception des unités sur les performances globales du scénario énergétique.

Par conséquent, l'utilisation des modèles proposés n'est pas forcément aussi précise que les résultats obtenus avec le logiciel TRNSYS (interpolation des données de compresseur, résolution implicite, réservoir d'eau chaude stratifié, détails du circuit de distribution) mais les résultats globaux montrent que les modèles proposés (interpolation des données de pompes à chaleur et des

$\Delta T^*$ , résolution explicite, réservoir d'eau chaude à température constante, circuit de distribution non étudié) donnent un bon aperçu du comportement énergétique de cet arrangement de systèmes sans pour autant utiliser des procédures numériques assez conséquentes. À titre informatif des ordres de grandeur, une simulation de Tamasauskas et al. [51] dure environ une heure alors que celle proposée dans le cadre de cette thèse prend deux minutes. Les résultats présentés dans cette section rassurent donc quant à la cohérence des performances obtenues à l'aide des modèles proposés par rapport à celles de Tamasauskas et al. [51]. La modélisation présentée, ayant été analysée pour des unités individuelles (Chapitre 3) et pour un arrangement de systèmes plus complexe (Section 4.3.2), semble donc représentative des performances de l'équipement et servira dans la suite de cette thèse. Une étude plus approfondie du comportement et des performances de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace est décrite dans la section suivante.

### 4.3.3 Comportement et performance du scénario

Dans cette recherche, le scénario énergétique présenté à la Figure 4.20 permet de satisfaire le chauffage et la demande en eau chaude domestique tout au long de l'année. De ce fait, les comportements annuels de la température de stockage de glace et de la masse de glace ont été tracés respectivement sur la Figure 4.25. Ils correspondent à la deuxième année d'étude afin d'éviter l'effet des conditions initiales sur les résultats de simulation.

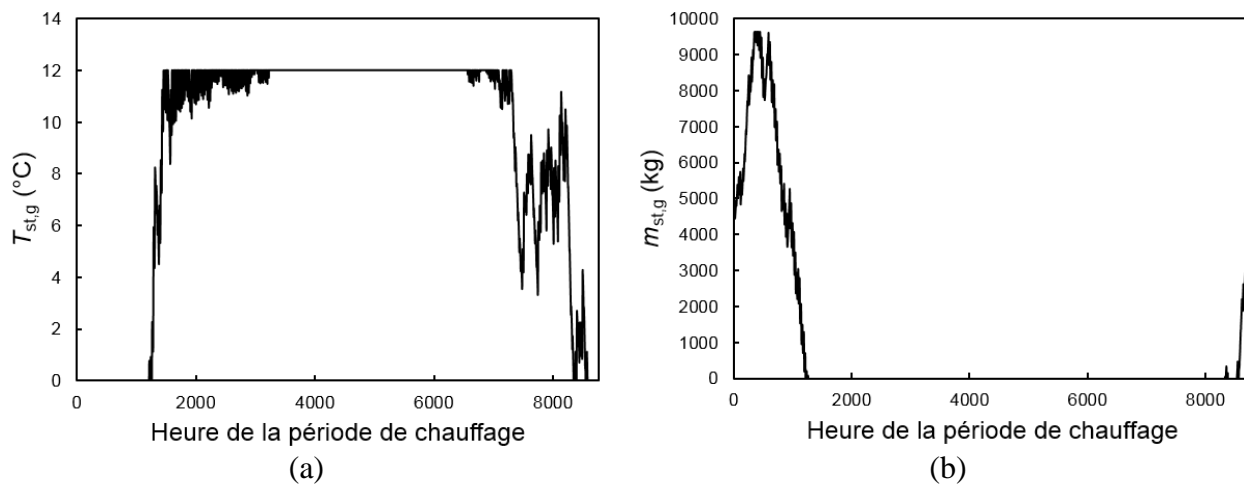


Figure 4.25 : Évolution (a) de la température du stockage de glace et (b) de la masse de glace pour l'année obtenue avec les modèles proposés et la pompe à chaleur T1GW050.

Présenté à la Section 4.3.2, un pic dans la masse de glace apparaît lors du mois de janvier et correspond à la fraction maximale de 40% du volume de stockage (soit 9639 kg de glace). Lors de la période estivale, la température atteint son régime permanent et ne dépasse pas la valeur maximale autorisée, soit 12°C.

En plus des évolutions des variables du stockage de glace, l'efficacité des capteurs a également été étudiée. La définition utilisée pour tracer la Figure 4.23 est une moyenne arithmétique des rendements de capteurs lorsque les boucles solaires (« A » et « B ») sont en opération. Elle permet donc de souligner les valeurs élevées dues à la faible température du fluide caloporteur en entrée mais elle ne tient, par conséquent, pas compte de la valeur réelle de l'efficacité. Ainsi, le rendement des capteurs a été recalculé avec l'Équation (4.8) de manière mensuelle pour deux types d'intégration : *a*) lorsque les capteurs solaires sont en opération seulement (boucles solaires « A » et « B ») et *b*) sur l'ensemble de la période d'étude, autrement dit le mois au complet. Ce deuxième cas de figure permet donc de tenir compte des limites de fonctionnement des capteurs solaires vis-à-vis du réservoir de stockage et de ses contraintes d'opération. Ainsi, même s'il y a de l'ensoleillement, les boucles solaires peuvent rester à l'arrêt. La comparaison entre ces deux cas de figure est tracée sur la Figure 4.26 pour la PàC T1GW050.

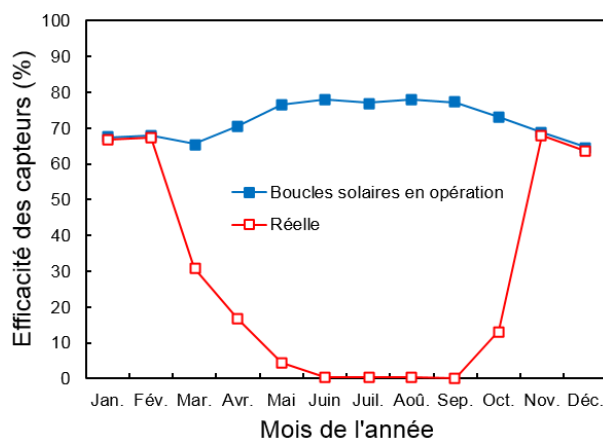


Figure 4.26 : Efficacité mensuelle des capteurs en opération et réelle pour la période de chauffage avec les modèles proposés et la pompe à chaleur T1GW050.

Lorsque la valeur réelle du rendement des capteurs est comparée à celle lorsque les boucles solaires sont en opération, il est clair que des différences non négligeables apparaissent. Lors des mois où la charge de chauffage est très importante (novembre à février), les deux efficacités sont identiques ; c'est-à-dire que l'ensoleillement disponible est mis à profit en totalité pour faire fonctionner la pompe à chaleur le plus possible. En contrepartie, lorsque la demande énergétique est plus faible, la température du caloporteur est plus élevée (il n'y a plus de mélange eau-glace) et le rayonnement solaire est stockée jusqu'à obtenir la valeur de 12°C. À partir de cette limite, la boucle solaire est arrêtée et le rayonnement solaire ne peut plus être récupéré.

Les efficacités énergétiques et exergetiques mensuelles ont également été comparées et elles sont représentées sur la Figure 4.27. La première observation qui peut être faite est que leur allure est similaire et qu'elle est semblable à celle de l'efficacité des capteurs solaires. Autrement dit, l'efficacité est élevée lors des mois d'hiver lorsque la demande énergétique est importante et que le réservoir de glace contient un mélange eau/glace et elle chute pour les saisons intermédiaires et durant l'été lorsque la PàC ne peut plus être mise à contribution.

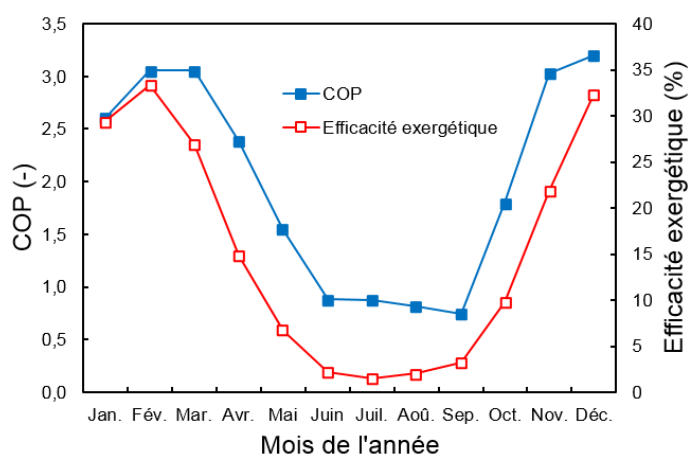


Figure 4.27 : Efficacité énergétique et exergetique mensuelle du scénario pour la période de chauffage avec les modèles proposés et la pompe à chaleur T1GW050.

Ainsi, une diminution de l'utilisation du solaire implique une augmentation de la consommation des unités d'appoint au détriment de la pompe à chaleur et donc de l'électricité. D'un point de vue exergetique, les variations sont plus marquées, surtout l'été, ce qui provient de la valeur de

l'énergie ; les températures du bâtiment et de l'eau chaude domestique sont proches de celle de l'air extérieur (environnement de référence), et rend le facteur Carnot, et donc l'exergie, très faible. Contrairement aux panneaux photovoltaïques et aux pompes à chaleur, les résultats énergétiques et exergétiques sont identiques. En effet, dans les deux cas, l'arrangement d'unités sert à satisfaire un besoin thermique identique (chauffage des locaux et de l'eau chaude domestique) et seule la consommation électrique pour y arriver influence les résultats. Une analyse plus détaillée de ce scénario sera effectuée dans les chapitres suivants.

La consommation électrique du scénario énergétique a été étudiée en détails et elle a été illustrée sur la Figure 4.28 pour les différentes unités : pompe à chaleur (PàC), appoint électrique du réservoir (AE), chauffe-eau électrique (CEE) et pompes de circulation.

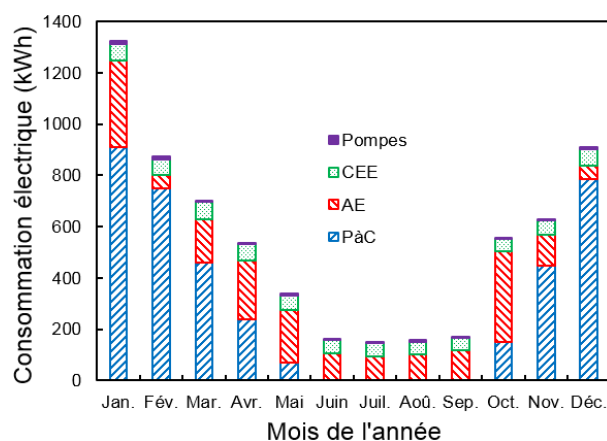


Figure 4.28 : Consommation électrique des différents composants (pompe à chaleur, appoint électrique du réservoir, chauffe-eau électrique, pompes) pour la période de chauffage avec les modèles proposés et la pompe à chaleur T1GW050.

Cette figure montre clairement les proportions d'utilisation entre la PàC et les appoints électriques. En effet, la PàC fonctionne principalement lors des périodes froides mais le devient de moins en moins en approchant de l'été. C'est alors les appoints électriques qui se chargent de la demande énergétique. La contrainte de 6 minutes sur le temps minimum de fonctionnement des unités (Section 4.3.1) appliquée à la PàC accentue ce phénomène lors de cette période (avril, mai, octobre). Il faut noter que cette contrainte de fonctionnement sur la PàC et les capteurs solaires a

une influence non-négligeable sur le rendement énergétique global du système, sa valeur annuelle diminue de 3.07 à 2.53 (voir Annexe 4). De plus, l'efficacité du scénario est meilleure lors des mois d'hiver, ce qui se ressent sur la valeur du  $COP_{sys}$  passant de 2.73 pour la période de chauffage à 2.53 sur toute l'année.

Finalement, le comportement du scénario énergétique a été analysé pour deux jours typiques : le 5 janvier et le 27 avril. L'étude du réservoir de glace (proportion de glace ou température) et des temps de fonctionnement (ensoleillement, boucle solaire « A », pompe à chaleur) ont permis de décrire le comportement du scénario. En effet, si la proportion de glace est inférieure à 40% et que la demande est assez importante pour mettre en opération la PàC (opération de 6 minutes minimum), cette dernière est en fonctionnement et son comportement caractérise la demande énergétique. Ainsi, une diminution de sa contribution indique une plus faible demande qui peut se traduire par une augmentation de la température extérieure et de l'ensoleillement. En ce qui concerne le rayonnement solaire, le fonctionnement de la boucle solaire et le temps d'ensoleillement sont présentés. L'absence d'opération du capteur solaire malgré l'ensoleillement peut alors s'expliquer par diverses raisons : la contrainte maximale de 40% pour la proportion de glace, la valeur maximale de 12°C du réservoir de glace, le temps de fonctionnement minimum (6 minutes) de la boucle solaire ainsi que le faible ensoleillement lorsque la température extérieure est faible et ne permet pas la récupération de chaleur.

Dans le premier cas (5 janvier), l'analyse du fonctionnement est illustrée sur la Figure 4.29. Lors de cette journée, la pompe à chaleur fonctionne entre 25% à 55% du temps (entre 15 et 33 minutes sur l'heure disponible). Ainsi, la valeur maximale pour un des mois les plus froids (janvier) laisse entrevoir un surdimensionnement de la PàC tandis que l'ensoleillement s'étend sur une plage de 8h. Ainsi, lorsqu'il n'y a pas d'ensoleillement, la proportion de glace augmente de manière assez importante (heure 0 à 7 et 16 à 24). En contrepartie, durant la période d'ensoleillement, le fonctionnement de la PàC diminue et la chaleur récupérée par les capteurs permet de faire fondre la glace.

Une analyse similaire a également été réalisée pour le 27 avril ; elle est illustrée sur la Figure 4.30. Les mêmes observations générales que pour le premier cas peuvent être effectuées, c'est-à-dire la diminution de la température du stockage lorsqu'il n'y a pas d'ensoleillement et l'inverse en présence de rayonnement solaire.

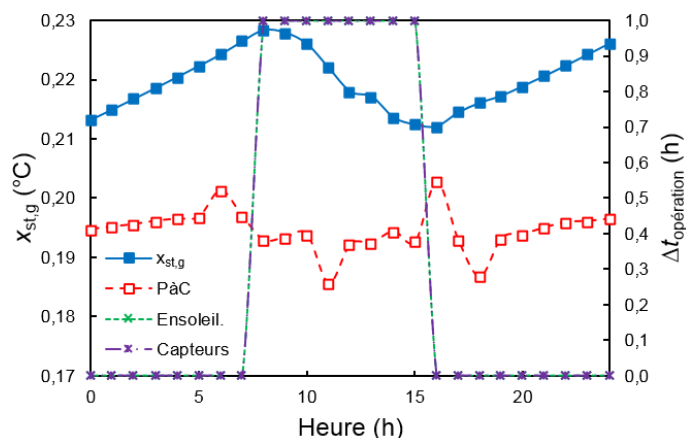


Figure 4.29 : Analyse du fonctionnement (proportion de glace, temps de fonctionnement) du scénario énergétique pour le 5 janvier.

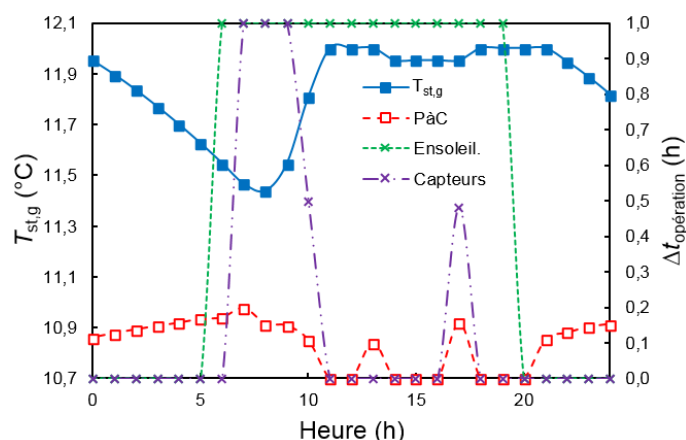


Figure 4.30 : Analyse du fonctionnement (température du stockage de glace, temps de fonctionnement) du scénario énergétique pour le 27 avril.

Les capteurs solaires fonctionnent seulement 5 heures sur les 14 possibles, ce qui est dû en grande partie à la température maximale du réservoir de stockage, soit 12°C. En effet, l'opération des capteurs lors des heures 7 à 10 permet de remonter la température du réservoir de stockage jusqu'à sa limite autorisée. La pompe à chaleur n'est pas utilisée pendant les heures 11 et 12 et la boucle solaire « A » est alors mis à l'arrêt. À l'heure 13, la PàC fonctionne pendant à peine plus de 6 minutes, ce qui n'est pas le cas des capteurs solaires qui auraient dû fonctionner pendant 4 minutes pour garder la température du réservoir constante. La contrainte sur le temps de fonctionnement des unités n'étant pas remplie, les capteurs solaires restent à l'arrêt et la température du réservoir de stockage diminue légèrement. À l'heure 17, la pompe à chaleur est à nouveau mise à contribution, ce qui permet aux capteurs solaires de fonctionner plus que 6 minutes et ain-



si d'apporter l'énergie requise pour garder  $T_{st,g}$  constante. Finalement, un décalage est observé entre la présence d'ensoleillement et l'opération des capteurs solaires en début de journée (6<sup>ème</sup> heure). L'ensoleillement à cette heure-ci est trop faible pour contrer les pertes thermiques des capteurs solaires ; par conséquent, mettre en marche la boucle solaire « A » ne permettrait pas de récupérer de l'énergie.

Le scénario énergétique présenté ci-dessus met à profit la chaleur récupérée par des capteurs solaires, avec ou sans revalorisation par une pompe à chaleur, pour chauffer à la fois les locaux et l'eau chaude domestique. Le second arrangement étudié se base non plus sur la conversion du rayonnement solaire en chaleur mais cette fois-ci en électricité par l'intermédiaire de panneaux photovoltaïques.

#### **4.4 Pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques**

Le deuxième scénario se base sur une PàC air-air avec appoints électriques et met à profit l'installation de panneaux PV sur le toit pour diminuer la consommation électrique des deux premières unités. Contrairement à l'interaction des systèmes dans la section ci-dessus, les unités thermiques (PàC avec appoints) fonctionnent indépendamment des panneaux PV. La description sera tout d'abord présentée puis les performances seront analysées.

##### **4.4.1 Description du scénario**

La seconde situation étudiée est illustrée sur la Figure 4.31 et correspond à une pompe à chaleur air-air associée à des panneaux photovoltaïques. La PàC chauffe de manière directe le bâtiment et le reste de la demande en chauffage est fournie par les appoints électriques. L'eau chaude domestique est entièrement couverte par un chauffe-eau électrique. Les pompes à chaleur sont autorisées à fonctionner jusqu'à une température ambiante de  $-8^{\circ}\text{C}$  ; en dessous de cette dernière, seuls les appoints électriques fonctionnent. De manière générale, les pompes à chaleur peuvent fonctionner jusqu'à  $-15^{\circ}\text{C}$  mais la limite de  $-8^{\circ}\text{C}$  a été choisie pour pouvoir utiliser les approximations des performances et des différences de températures de la pompe à chaleur. Des panneaux PV sont installés sur le toit et génèrent de l'électricité qui permet de diminuer la consommation électrique totale (PàC, appoint de chauffage, chauffe-eau électrique). Par conséquent, le fonctionnement des unités thermiques est indépendant de celui des systèmes électriques ; l'équipement est en parallèle selon la classification d'Henning & Miara [23]. Les panneaux PV fonctionnent dès

qu'ils peuvent ; ils alimentent les unités électriques lorsque ces dernières sont en marche et si la quantité obtenue est plus importante que la consommation, l'électricité est redistribuée au réseau électrique. Contrairement à la PàC avec stockage de glace, les performances des unités sont indépendantes l'une de l'autre et la température limite de fonctionnement de la PàC est la principale condition de fonctionnement ; elle correspond à une limite technique de l'unité.

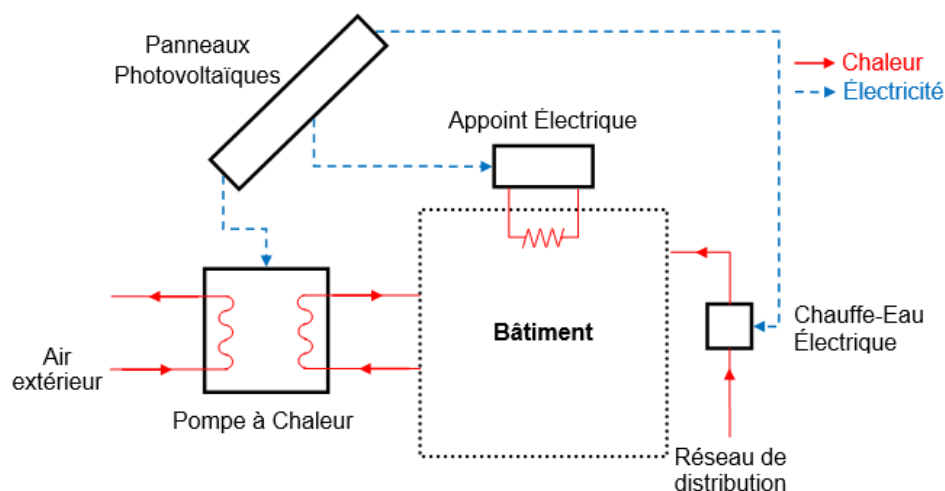


Figure 4.31 : Scénario énergétique de la PàC air-air avec panneaux PV.

Comme pour le premier scénario, la modélisation de cet arrangement de système a été détaillée dans l'Annexe 4 mais les grandes lignes sont les suivantes :

- Calcul de la consommation du chauffe-eau électrique
- Performances de la pompe à chaleur (chaleur à l'évaporateur et au condenseur, travail du compresseur) avec un fonctionnement minimum de 6 minutes.
- Calcul de l'appoint électrique pour compléter la demande en chauffage.
- Calcul de l'ensoleillement capté et de l'électricité générée par les panneaux PV

La description effectuée, les performances de ce scénario sont présentées dans la section suivante.

#### 4.4.2 Performance du scénario

Le comportement du scénario énergétique a été analysé à l'aide de l'étude de la consommation et de la génération d'électricité mensuelle du scénario. La consommation globale d'électricité pour

répondre à la demande en chauffage du bâtiment ainsi que la génération d'électricité sont illustrées sur la Figure 4.32. Il faut noter que la fraction d'électricité générée provient des panneaux photovoltaïques analysés dans le Chapitre 2. Il est clair que la consommation d'électricité suit la demande énergétique ; elle atteint jusqu'à 3000 kWh en hiver (janvier) et chute à 130 kWh durant l'été pour l'eau chaude domestique seule. Par ailleurs, l'électricité obtenue est beaucoup plus stable tout au long de l'année et varie de 200 à 600 kWh. Ainsi, entre les mois de novembre et mars, la quantité d'électricité dépasse celle des panneaux PV tandis que c'est l'inverse lors des mois d'été (de mai à septembre). Dans ce dernier cas, l'usage du réseau électrique reste nécessaire pour faire concorder les besoins et les apports.

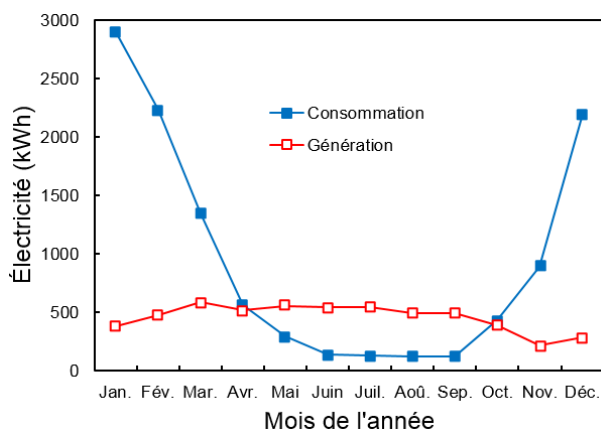


Figure 4.32 : Consommation et conversion en électricité mensuelles de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques (pompe à chaleur 4WCY4030,  $S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$ ).

La consommation a été illustrée de manière plus détaillée sur la Figure 4.33. Contrairement au scénario de la PàC solaire avec stockage de glace (voir Figure 4.28) où la PàC requiert le plus d'électricité, c'est la consommation électrique des appoints qui tient une part prépondérante dans ce scénario ; et plus particulièrement lors des mois d'hiver. Celle-ci provient de la restriction d'opération des pompes à chaleur lorsque la température de l'air ambiant descend en dessous de  $-8^{\circ}\text{C}$ . La contribution des pompes à chaleur air-air est alors limitée, principalement dans un climat très froid, et l'électricité est dégradée sous forme de chaleur (appoint électrique, chauffe-eau électrique) pour répondre à la demande du bâtiment. L'électricité convertie par les panneaux photo-

voltaïques sert alors à diminuer la consommation du scénario sans pour autant éviter l'usage de l'électricité pour combler des besoins en énergie de faible qualité (chauffage).

Finalement, le rendement électrique des panneaux PV est montré sur la Figure 4.34. Sa valeur est particulièrement élevée durant les mois d'hiver grâce à la faible température des modules (voir Figure 1.16), ce qui permet d'obtenir la plus forte quantité d'électricité lors du mois de mars (Figure 4.33), malgré le plus faible ensoleillement. Installer des panneaux PV dans les climats froids apparaît alors comme une solution énergétique intéressante.

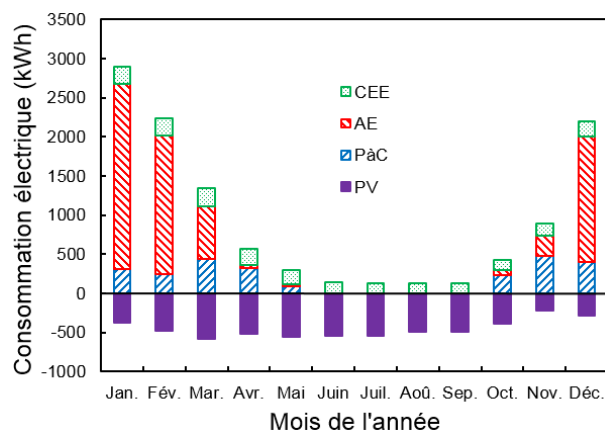


Figure 4.33 : Consommation et conversion en électricité dans les composants de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques (pompe à chaleur 4WCY4030,  $S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$ ).

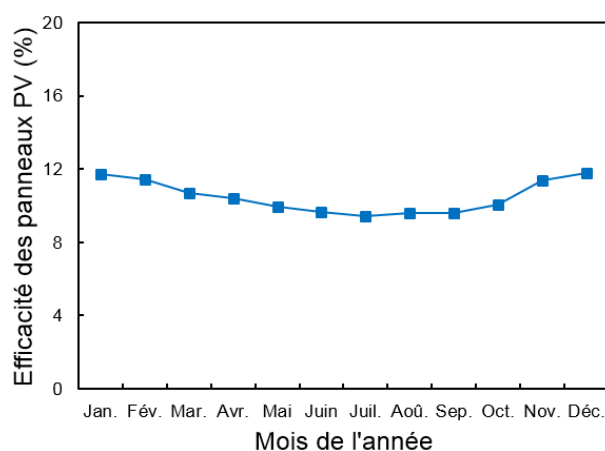


Figure 4.34 : Rendement mensuel des panneaux PV dans le scénario de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques (pompe à chaleur 4WCY4030,  $S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$ ).

L'ajout de panneaux photovoltaïques permet de diminuer la consommation électrique totale du scénario et, par conséquent, de diminuer la destruction exergétique. Lorsque l'électricité obtenue des modules PV est plus faible que la consommation électrique des unités, elle est directement utilisée sur le site et permet de diminuer la consommation totale. La destruction exergétique est alors calculée comme la différence entre les pertes exergétiques induites par les unités électriques de chauffage et les pertes exergétiques qui ont été évitées avec l'usage des panneaux PV. Si l'électricité obtenue dépasse la consommation, le surplus d'électricité est envoyé vers le réseau électrique et les pertes exergétiques qui auraient pu être évitées si ce surplus avait servi sont comptabilisées. Elles sont évaluées à l'instant de la conversion et sont de signe négatif. Comme pour le premier scénario énergétique étudié, une analyse plus détaillée de ce scénario sera effectuée dans les chapitres suivants.

Dans ce chapitre, deux scénarios ont été présentés et analysés : une pompe à chaleur solaire avec stockage de glace proposée par Tamasauskas et al. [51] ainsi qu'une PàC air-air couplée à des panneaux PV. Les unités thermiques et électriques ont tout d'abord été sélectionnées dans plusieurs catalogues manufacturiers. Par la suite, les conditions climatiques (ensoleillement, température extérieure et de l'eau du réseau de distribution de la ville) et la demande énergétique (chauffage, eau chaude domestique) ont été établies. Ces deux étapes ont permis d'analyser et de décrire le fonctionnement des deux scénarios. Les performances de chaque situation ont alors été évaluées pour des tailles données d'unités. Ce chapitre a étudié en détails deux dispositions précises de systèmes mais il est clair que les possibilités d'arrangements de l'équipement sont beaucoup plus nombreuses. Le chapitre suivant traitera du développement d'outils d'optimisation pour tenir compte de l'ensemble de ces combinaisons. Les deux scénarios présentés y seront mentionnés à titre d'exemple mais ils seront principalement réutilisés dans le sixième et dernier chapitre de cette thèse pour l'optimisation d'arrangements simples.

## CHAPITRE 5    ARRANGEMENT ET ÉVALUATION DES SYSTÈMES INTÉGRÉS

*Everything should be made as simple as possible, but not simpler.*

Albert Einstein (1879-1955)

Ces dernières années, beaucoup de systèmes ont été proposés pour répondre à la demande énergétique des bâtiments et plus particulièrement ceux profitant de la gratuité du rayonnement solaire. Ainsi, panneaux photovoltaïques (Chapitre 2) et capteurs solaires peuvent être associés à des pompes à chaleur et des réservoirs de stockage (Chapitre 3) pour offrir une multitude de combinaisons de systèmes possibles. Par conséquent, une classification de ces différents arrangements et l'évaluation de chaque possibilité apparaît essentielle pour révéler correctement le potentiel des différentes technologies soumises à des conditions données (climat, espace disponible, marché économique) ; l'absence d'une analyse systématique a été souligné par Henning & Miara [23]. La classification des équipements a été examinée par Frank et al. [170] et un schéma a été proposé pour les décrire ; les types de sources d'énergie, les vecteurs d'énergie et les unités y sont clairement exposées. Concernant l'évaluation des solutions proposées, plusieurs critères peuvent être choisis. Ainsi, la réduction de la consommation d'énergie primaire (électricité, pétrole, gaz) est l'approche classique tandis que le concept d'exergie peut être appliqué pour évaluer la bonne utilisation de l'énergie. Finalement, les aspects économiques et environnementaux peuvent être pris en compte. Dans cette section, une analogie exergétique-électrique, basée sur celle thermique-électrique, est présentée ; elle permet de visualiser directement le chemin des différentes sources d'énergie d'un arrangement et, à l'aide du critère exergétique, d'identifier facilement les sources de la destruction exergétique. De plus, l'usage d'interrupteurs pour illustrer les connexions entre systèmes permet de tenir compte de l'ensemble des possibilités d'arrangements de l'équipement. Dans le même but, un diagramme exergétique a été construit pour exposer les performances, à la fois énergétique et exergétique voire économique, d'une combinaison donnée ; les énergies consommées et utiles ainsi que leurs irréversibilités étant clairement affichées et quantifiées. Appliqués à des unités individuelles puis à un scénario donné, ces représentations

permettent de mieux comprendre le comportement des systèmes, leurs performances et le concept général d'exergie. L'analogie exergetique-électrique a fait l'objet d'une publication scientifique soumise à *Energy Conversion & Management* [171] tandis que le diagramme exergetique pourrait également faire l'objet d'une publication dans *Energy*.

## 5.1 Classification et visualisation des systèmes énergétiques

Plusieurs unités individuelles ont déjà été présentées : panneaux photovoltaïques, capteurs solaires, modules photovoltaïques/thermiques, pompe à chaleur, réservoirs de stockage, appoints électriques. Leur sélection et leur intégration, tout comme les multiples façons de les connecter entre elles, résultent en un très grand nombre de combinaisons possibles : les sources (à l'évaporateur) et puits (au condenseur) de la PàC, les puits pour les capteurs solaires, l'emplacement des réservoirs de stockage et des systèmes d'appoints [170]. Ensuite, le nombre d'options disponibles augmente également avec la technologie utilisée pour chaque unité, ce qui concerne les panneaux PV (polycristallins, monocristallins, au silicium amorphe), les capteurs solaires (plans, sous vide), les pompes à chaleur (réfrigérant, fluides caloporteurs, unités multi-étagées), les réservoirs de stockage (par chaleur sensible, par chaleur latente), le circuit de distribution (radiateurs, plancher chauffant). Finalement, pour chaque système d'une technologie donnée, le choix sur la dimension de l'équipement à installer et celui entre les unités de différents manufacturiers accroît encore une fois la liste des arrangements possibles. De plus, chaque combinaison est soumise à un climat donné et à ses propres conditions économiques, ce qui rattache les performances directement au lieu d'étude. Par conséquent, les comparaisons entre les arrangements de systèmes deviennent très difficiles à effectuer ; et plus particulièrement pour le critère exergetique qui dépend grandement du choix de l'environnement de référence, c'est-à-dire le climat.

Pour surmonter plusieurs de ces inconvénients, Frank et al. [170] ont proposé un schéma qui organise et illustre les solutions concernant le choix de l'équipement. Ce schéma peut être résumé comme suit :

- a) L'ensemble des systèmes forme l'élément central autour duquel les vecteurs d'énergie, les sources d'énergie et les applications finales sont respectivement représentées à gauche, au-dessus et à droite.

- b) Les applications finales comme le chauffage, la climatisation ou l'eau chaude domestique, soit ce qu'obtient l'utilisateur sont représentées à droite des unités tandis que les sources d'énergie (Soleil, sol, air, eau, soit les énergies renouvelables) et les vecteurs énergétiques (électricité, pétrole, gaz, soit les énergies non renouvelables) sont respectivement au-dessus et sur la gauche de l'élément central.
- c) Les interactions entre ces différents éléments sont représentées par des flèches de style et couleur différents pour distinguer les porteurs énergétiques (réfrigérant, eau, air, mélange avec antigel, etc.) ; un code de couleur peut alors être appliqué pour distinguer les composants du schéma.
- d) Finalement, les chemins énergétiques et unités actives sont indiqués en gras tandis que les options restantes sont représentées avec des lignes minces. L'arrangement est ainsi clairement illustré et les autres options qui auraient pu être choisies restent visibles de manière à pouvoir comparer les différentes combinaisons.

De plus, ce schéma différencie les flux d'énergie des porteurs et de leur type (final, utile, environnemental). L'analogie proposée est basée sur les échanges d'énergie et, par conséquent, ce schéma a été adapté pour représenter les énergies de leur sources jusqu'à leur application ; les porteurs ont donc été remplacés par des flux d'énergie. Le schéma a été appliqué au scénario de Tamasauskas et al. [51] ; il est représenté sur la Figure 5.1 où les énergies motrices, les boucles solaires « A » et « B » et les applications finales ont été différenciés pour clarifier la représentation.

Le réservoir d'eau chaude est l'élément central du circuit de distribution : la chaleur est fournie pour le chauffage (plancher chauffant, ventilateur) et pour l'eau chaude domestique (échangeur de chaleur) ; le reste de la demande en eau chaude est fournie par l'appoint électrique (chauffe-eau électrique). Le réservoir d'eau chaude est maintenu à température constante grâce à l'apport de chaleur des capteurs suivant deux chemins énergétiques. Le premier est direct et la chaleur récupérée des capteurs est utilisée pour chauffer le réservoir. Le second correspond à l'usage du stockage de glace : les capteurs sont connectés au stockage de glace, lui-même connecté à l'évaporateur de la pompe à chaleur. La chaleur est alors cédée au réservoir par le condenseur de la PàC. Le reste de l'énergie est fourni par un appoint électrique installé dans le réservoir. Dans





faisables mais ce nombre représente le degré de complexité des alternatives énergétiques pour répondre à la demande d'un bâtiment.

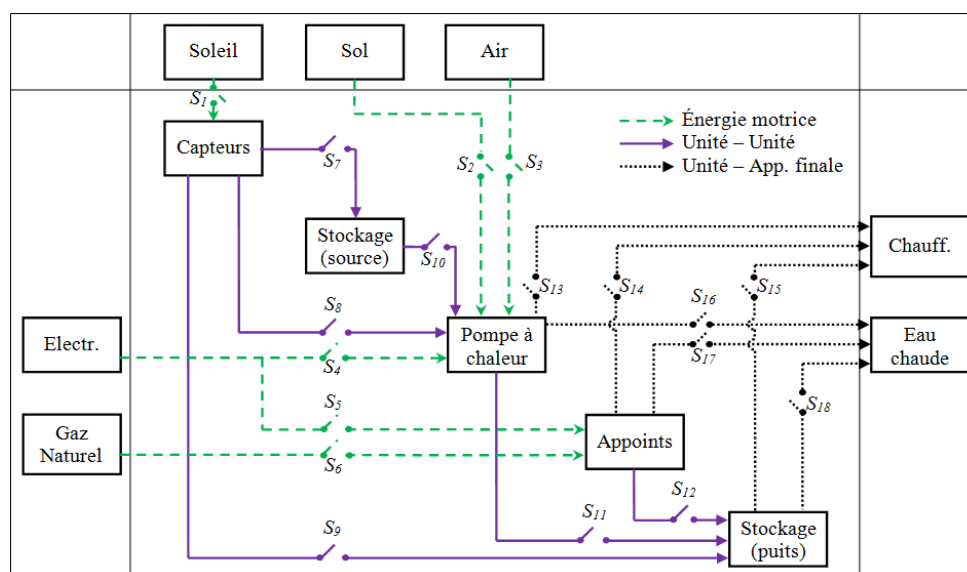


Figure 5.2 : Schéma de Frank et al. [170] pour l'ensemble des possibilités de combinaisons de systèmes.

Cette figure ne contient pas l'ensemble des arrangements de systèmes existants, bien évidemment, mais cette sélection correspond à l'équipement le plus utilisé. Par exemple, l'opération des capteurs solaires de manière directe n'est pas illustrée et plusieurs boîtes pourraient être schématisées pour distinguer la technologie sélectionnée ou le type d'unité (PàC air-air, eau-air, air-eau, eau-eau, capteurs plans et sous vides, stockage par chaleur sensible et latente, choix du matériau de stockage, technologie des appoints). De plus, des unités moins conventionnelles thermiques (pompe à chaleur à absorption, mur Trombe, etc.) ou électriques (panneaux photovoltaïques, éolienne, batterie, etc.) pourraient également être facilement ajoutées à ce schéma, ce qui le rendrait bien évidemment beaucoup plus conséquente. La taille de chaque unité pourrait également être ajoutée (taille des pompes à chaleur, surface des capteurs solaires, volume des réservoirs de stockage, etc.), ce qui augmente bien évidemment encore plus le nombre de combinaisons à essayer.

## 5.2 Analogie exergetique-électrique des systèmes énergétiques

Avant de présenter cet outil, le cas simple d'une maison typique munie de plinthes électriques est étudié. L'analogie thermique-électrique sera tout d'abord appliquée à un tel bâtiment et permettra d'introduire la notion d'analogie exergetique-électrique. Cette dernière sera par la suite appliquée à deux autres situations, un bâtiment équipé de capteurs solaires et une maison pourvue d'une pompe à chaleur. Finalement, l'analogie sera illustrée pour l'ensemble des possibilités de combinaisons de systèmes montré à la Figure 5.2.

Pour ce faire, la modélisation du bâtiment doit tout d'abord être détaillée. Une maison typique est composée d'un sous-sol, d'un rez-de-chaussée, d'un ou plusieurs étages et d'un grenier. L'enveloppe du bâtiment est quant à elle constituée de matériaux de construction spécifiques. Cette enveloppe, illustrée sur la Figure 5.3, n'est pas uniforme et dépend du type de matériau (béton, bois, brique, laine de verre, etc.), de leur arrangement (nombre de couches, position des uns par rapport aux autres) et de leur disposition (section enterrée, mur extérieur, porte, fenêtre, etc.). Lors du chauffage, une fraction de la chaleur est perdue, à travers l'enveloppe, vers l'ambient et vers le sol tandis que des unités de chauffage (système d'appoint par exemple) permettent de maintenir la température de la zone de chauffage dans la gamme des valeurs désirées. Cette zone de chauffage ne correspond pas forcément au bâtiment complet et des zones spécifiques (sous-sol, grenier) peuvent en être exclues.

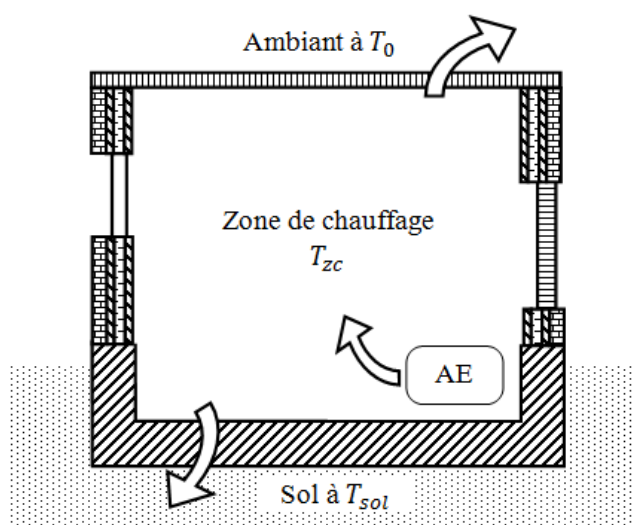


Figure 5.3 : Bâtiment résidentiel typique avec chauffage électrique.

La charge de chauffage dépend du volume de la zone de chauffage et du type d'enveloppe du bâtiment ; elle requiert alors la détermination des coefficients globaux de transfert de chaleur pour caractériser les pertes à travers l'enveloppe. Dans ce but, un parallèle entre transfert de chaleur et courant électrique peut être effectué pour développer un modèle thermique du bâtiment : de la même manière que la conduction de l'électricité est associée à une résistance électrique, la conduction (ou convection voire rayonnement) de la chaleur peut être reliée à une résistance thermique [172]. Ainsi, si les propriétés thermiques sont uniformes et indépendantes de la température, le transfert de chaleur dépend de la différence de températures de la même façon que le courant dépend de la différence de potentiels. Par conséquent, les notions de résistances thermiques (prédisposition des matériaux de l'enveloppe à résister au transfert de chaleur) et capacités thermiques (capacité des matériaux de l'enveloppe et de la zone de chauffage à emmagasiner et restituer de l'énergie) sont introduites pour décrire respectivement les pertes de chaleur et le stockage d'énergie.

### **5.2.1 Analogie thermique-électrique du bâtiment avec chauffage électrique**

L'analogie thermique-électrique est généralement appliquée pour modéliser des systèmes complexes, comme par exemple les murs composites, en construisant un circuit thermique équivalent [172]. Par conséquent, les transferts de chaleur entre deux zones séparées par un arrangement complexe de matériaux sont simplifiés en calculant une résistance équivalente qui tient compte des propriétés thermiques de chaque matériau de structure. Les résistances sont habituellement déterminées pour la conduction et la convection thermiques mais elles peuvent également être utilisées pour calculer les pertes par contact entre deux surfaces [172] tandis que les capacités sont introduites pour tenir compte de l'inertie de chaque matériau. Le modèle le plus simple tient seulement compte des résistances thermiques tandis que plusieurs combinaisons de résistances et capacités thermiques (1R2C, 3R2C, 3R4C) peuvent décrire avec précision les murs multicouches [173]. La dégradation de la chaleur et le stockage d'énergie thermique sont ainsi représentés ; en suivant le même raisonnement, sources de courant et de tension peuvent également être ajoutées pour tenir compte respectivement de l'apport d'énergie, essentiellement de la chaleur, et des niveaux de températures indépendants. De ce fait, la source de courant représente simplement les flux de chaleur tandis que la source de tension, soit la différence de températures similaire à celle des potentiels électriques, reste constante peu importe le courant passant à travers.

Comme il a déjà été mentionné, chaque matériau de l'enveloppe peut correspondre à une résistance et une capacité thermique, ce qui peut aboutir à une représentation thermique-électrique complexe. En les manipulant, résistances et capacités peuvent être assemblées ou négligées pour obtenir une représentation plus pratique à utiliser. Ainsi, l'inertie thermique des matériaux de l'enveloppe est incorporée dans celle du bâtiment  $C_{zc}$  (J/°C) tandis que deux résistances thermiques globales tiennent compte des pertes thermiques respectivement vers l'ambient  $\dot{Q}_{zc-a}$  et vers le sol  $\dot{Q}_{zc-s}$ . Le bilan énergétique de la zone de chauffage, illustrée sur la Figure 5.3, s'écrit alors comme suit :

$$C_{zc} \frac{dT_{zc}}{dt} = \dot{W}_{AE} - \frac{T_{zc} - T_0}{R_{zc-s}} - \frac{T_{zc} - T_s}{R_{zc-a}} \quad (5.1)$$

où  $R_{zc-a}$  et  $R_{zc-s}$  sont respectivement les résistances thermiques de l'enveloppe vers l'extérieur et vers le sol (°C/W) tandis que  $\dot{W}_{AE}$  représente la consommation électrique du système d'appoint (W). Ainsi, le déséquilibre entre gains ( $\dot{W}_{AE}$ ) et pertes thermiques ( $\dot{Q}_{zc-a}, \dot{Q}_{zc-g}$ ) entraîne une variation de la température de la zone de chauffage dont l'amplitude est directement liée à l'inertie thermique (capacité) de la zone de chauffage. En se basant sur l'Équation (5.1), l'analogie thermique-électrique du bâtiment avec appoint électrique a été tracée sur la Figure 5.4.

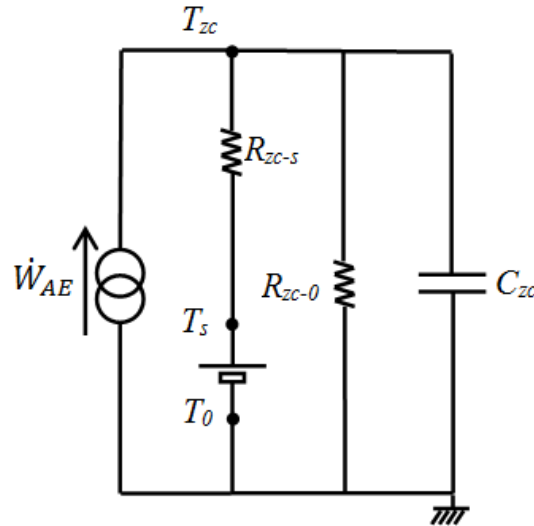


Figure 5.4 : Analogie thermique-électrique du bâtiment avec appoint électrique.

Les résistances et la capacité thermiques réfèrent respectivement aux pertes de chaleur et à l'inertie thermique tandis que l'appoint électrique, source de chaleur, est symbolisé avec une source de courant (lien entre transfert de chaleur et courant). Finalement, la température du sol est considérée constante tout au long de l'année [40] ; de ce fait, elle ne dépend pas de celle de l'air ambiant et la relation entre ces deux niveaux de températures indépendantes, de la même manière que pour deux potentiels électriques indépendants, est illustrée avec une source de tension. Finalement, l'environnement de référence, soit l'air ambiant, est marqué avec le symbole électrique de la terre.

Cette analogie peut être facilement manipulée et modifiée. Ainsi, d'autres sources de chaleur comme les capteurs solaires (sources de courant) peuvent être ajoutés tandis que des résistances internes peuvent modéliser les imperfections des composants, si nécessaire. De plus, les systèmes de stockage représentent l'accumulation ou diminution d'énergie dans un matériau de stockage. Ce cas spécifique correspond clairement à la définition des bâtiments et ces derniers doivent être modélisés avec des capacités thermiques. Des résistances thermiques peuvent être ajoutées pour tenir compte des pertes thermiques, si besoin.

L'analogie thermique-électrique a été appliquée au cas spécifique du chauffage à l'aide de plinthes électriques (Figure 5.4) et elle peut être étendue à l'utilisation d'autres systèmes de conversion (chaudières, capteurs solaires, etc.). Cependant, seuls les flux d'énergie sont représentés et exceptés pour les appoints électriques qui génèrent de la chaleur, une telle analogie montre ses limites vis-à-vis des unités électriques où la dégradation et le stockage d'énergie thermique ne sont pas les seuls aspects considérés. Par exemple, dans les pompes à chaleur, la capacité à l'évaporateur est réévaluée par le compresseur (en dépensant un travail électrique) pour atteindre le potentiel thermique du condenseur. Le phénomène de revalorisation du potentiel énergétique ne peut pas être traité avec ce type d'analogie car il fait référence à une transformation de l'énergie et pas seulement à une simple dégradation.

### **5.2.2 Analogie exergétique-électrique du bâtiment avec chauffage électrique**

Le concept d'exergie a été appliqué au cas précédent, soit le bâtiment avec chauffage électrique (Figure 5.3) ; le bilan d'exergie est ainsi donné par :

$$C_{zc} \frac{dT_{zc}}{dt} \tilde{\theta}_{zc} = \dot{W}_{AE} \times 1 - \dot{Q}_{zc-s} \theta_s - \dot{D}_{zc-ae} \quad (5.2)$$

où  $\tilde{\theta}_{zc}$  et  $\theta_s$  sont les facteurs Carnot de la zone de chauffage et du sol.  $\dot{D}_{zc-ae}$  représente la destruction d'exergie totale qui est égale à :

$$\dot{D}_{zc-ae} = \dot{W}_{AE}(1 - \tilde{\theta}_{zc}) + \dot{Q}_{zc-s}(\tilde{\theta}_{zc} - \theta_s) + \dot{Q}_{zc-a}\tilde{\theta}_{zc} \quad (5.3)$$






Le potentiel thermique de la variation de la température de la zone de chauffage est associée à sa température entropique moyenne, ce qui permet de prendre en compte les variations dans le temps tandis qu'un facteur Carnot à température constante est associé au sol. Pour le cas spécifique où celle de la zone chauffée est constante, le facteur  $\tilde{\theta}$  doit être remplacé par  $\theta$ . L'Équation (5.3) reflète les trois causes d'irréversibilités : *a*) la dégradation de l'électricité pour des applications à basses températures (chauffage), *b*) la dégradation du potentiel thermique de  $\dot{Q}_{zc-s}$  jusqu'au niveau du sol et *c*) celle de  $\dot{Q}_{zc-a}$  jusqu'à zéro (soit, le potentiel de référence). Le terme  $\dot{Q}_{zc-s}\theta_s$  dans l'Équation (5.2) fait référence à la chaleur transférée au sol, chaleur qui n'est pas disponible pour l'utilisateur ; par conséquent, ce terme additionné aux deux derniers termes à droite de l'Équation (5.3) totalisent les véritables pertes du bâtiment, soit  $(\dot{Q}_{zc-s} + \dot{Q}_{zc-a})\tilde{\theta}_{zc}$ .

À partir de ces deux équations, l'analogie exergétique-électrique du bâtiment avec chauffage électrique a été schématisée sur la Figure 5.5 ; sa construction est similaire à celle de la Figure 5.4 mis à part deux éléments essentiels. De la même manière que le courant dépend de la différence de potentiels électriques et que le transfert de chaleur dépend de la différence de températures, la destruction exergétique dépend de la différence de facteurs Carnot. Par conséquent, dans ce diagramme, les flux d'énergie sont associés à leur potentiel énergétique et le chemin de l'énergie peut être suivie de sa source jusqu'à son puits. Ainsi, les flux massiques ou les courants électriques ne sont pas représentés et seul l'énergie est affichée et regardée. L'analogie peut alors être étendue aux flux d'énergie de différentes formes (chaleur, électricité, rayonnement) et n'est plus restreinte aux flux de chaleur.

Les applications d'une telle analogie peuvent être élargies à chaque unité énergétique et chaque arrangement de systèmes. Au lieu de la dégradation de chaleur, c'est la dégradation d'énergie qui

est évaluée et l'utilisation de l'énergie est suivie de la source jusqu'à l'application. Ainsi, les pertes aussi bien que les dégradations de qualité (dues à la transformation de l'énergie ou au transfert de chaleur) sont identifiées et illustrées ; la revalorisation de la chaleur à l'évaporateur de la pompe à chaleur peut maintenant être représentée. Comme pour l'analogie thermique-électrique, cinq éléments, présentés dans le Tableau 5.1, sont utilisés pour construire ce diagramme.

Tableau 5.1 : Éléments de l'analogie exergétique-électrique.

Élément	Description
	Source d'énergie (puissance)
	Différence de potentiels thermiques
	Stockage d'énergie
	Dégradation du potentiel de l'énergie (puissance)
	Revalorisation du potentiel de l'énergie (puissance)

Les trois premiers composants sont équivalents à des sources de courant et de tension ainsi qu'à une capacité thermique ; ils sont tous identifiés avec les mêmes symboles que ceux introduits à la Figure 5.4. Comme il est indiqué dans le Tableau 5.1, ils sont utilisés pour représenter les sources d'énergies, les différences de potentiels thermiques et le stockage d'énergie, respectivement. Le quatrième élément correspond à la dégradation du potentiel de l'énergie ; il a une signification similaire à celle de la résistance électrique. Toutefois, il est important de remarquer que la loi d'Ohm n'est plus respectée dans l'analogie exergétique-électrique contrairement à celle thermique-électrique. Malgré tout, la destruction d'exergie peut être facilement calculée comme le



produit d'un terme d'énergie et d'une différence de facteurs Carnot. C'est pour marquer cette différence conceptuelle que le symbole électrique de la résistance a été remplacé par une boîte avec une flèche dirigée vers le bas. De la même manière, la revalorisation de l'énergie peut être représentée avec une flèche dirigée vers le haut.

En suivant une construction similaire à celle proposée à la Figure 5.4, les éléments fournis au Tableau 5.1 ont servi à la construction l'analogie exergétique-électrique illustrée sur la Figure 5.5. Sur cette figure, les différences de températures ont été remplacées par des différences de potentiels énergétiques. Les plinthes électriques, une des unités les plus couramment utilisées dans les bâtiments, sont modélisées à l'aide d'une source d'énergie. Les pertes thermiques vers le sol et vers l'extérieur sont caractérisées à l'aide du symbole de dégradation du potentiel de l'énergie. Finalement, la différence de potentiels sépare le niveau énergétique du sol de celui de l'air ambiant tandis qu'une capacité tient compte du bâtiment.

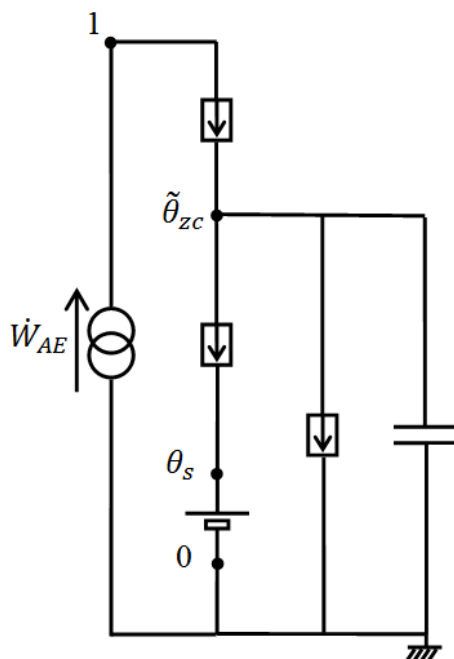


Figure 5.5 : Analogie exergétique-électrique du bâtiment avec appoint électrique.

Il est évident que cette représentation est très simple mais elle peut être rapidement complexifiée. En particulier, une distribution détaillée des pertes thermiques et des capacités pour obtenir une

meilleure représentation des zones chauffées et non-chauffées [173] du bâtiment peut être implémentée dans le diagramme. Le transfert de chaleur entre ces deux types de zones ou les gains solaires peuvent également être inclus. Il est clair que la large sélection d'unités énergétiques conduit à un grand nombre d'alternatives qui peuvent être considérées. Par exemple, les chaudières au gaz naturel peuvent remplacer les plinthes électriques tandis que l'ajout de systèmes (capteurs solaires, pompes à chaleur, réservoirs de stockage, etc.) basés sur les énergies renouvelables augmenterait très certainement le nombre de solutions possibles [23,170]. En comparant la Figure 5.5 à la Figure 5.4, un terme additionnel de dégradation de l'énergie, de 1 jusqu'à  $\tilde{\theta}_{zc}$ , est observé. Il correspond à la dégradation de l'électricité en chaleur (pertes qualitatives) et il est clair qu'une telle transformation ne peut pas être représentée avec l'analogie thermique-électrique où seule la chaleur est considérée.

Une fois les bases de la construction de l'analogie exergetique-électrique posées, cette dernière peut être appliquée à d'autres unités individuelles.

### 5.2.3 Application de l'analogie aux unités énergétiques

Dans cette section, l'analogie exergetique-électrique a été étendue aux capteurs solaires et aux pompes à chaleur ; elles sont schématisées sur la Figure 5.6. Ces deux unités sont utilisées de manière directe pour chauffer un bâtiment. La modélisation de ce dernier à l'aide de deux résistances et une capacité est alors identique à celle de la Figure 5.5 et la principale différence entre ces deux figures réside alors dans l'apport de chaleur. Afin de mieux expliquer la construction de l'analogie, l'analyse de la Figure 5.6 a été séparée en deux parties : *a)* les capteurs solaires et *b)* les pompes à chaleur.

#### *a) Les capteurs solaires*

Comme il a été expliqué à la Section 3.1.3 et en suivant les chemins énergétiques à la Figure 5.6a, l'exergie solaire est absorbée par la surface d'un capteur solaire sous forme de chaleur. Une portion de cette énergie  $\dot{Q}_{G-CS}$  est récupérée par divers mécanismes conducto-convectifs (le caloporteur est généralement l'eau ou l'air) tandis que le reste  $\dot{Q}_{L-CS}$  est perdu vers l'ambient. À des fins de chauffage du bâtiment, la chaleur récupérée est d'abord dégradée jusqu'à la température de la zone chauffée. Ensuite, on retrouve la construction de la Figure 5.5 pour le bâtiment. En se

basant sur le modèle exergetique de la Section 3.1.3, le bilan d'exergie du bâtiment avec chauffage direct par capteurs solaires s'exprime comme suit :

$$C_{zc} \frac{dT_{zc}}{dt} \tilde{\theta}_{zc} = \dot{Q}_{Sun} \psi_P - \dot{Q}_{zc-s} \theta_s - \dot{D}_{zc-cs} \quad (5.4)$$

où  $\dot{D}_{zc-cs}$  s'écrit :

$$\dot{D}_{zc-cs} = \dot{Q}_{G-cs}(\psi_P - \tilde{\theta}_{zc}) + \dot{Q}_{L-cs} \psi_P + \dot{Q}_{zc-s}(\tilde{\theta}_{zc} - \theta_s) + \dot{Q}_{zc-a} \tilde{\theta}_{zc} \quad (5.5)$$

L'Équation (5.4) est similaire à l'Équation (5.2) où la consommation électrique a été remplacée par l'exergie du rayonnement solaire. Les premier et second termes dans (5.5) représentent respectivement les gains et pertes des capteurs solaires tandis que les deux derniers termes sont identiques à l'Équation (5.3). L'analogie exergetique-électrique des capteurs solaires est donnée sur la Figure 5.6a. Sur cette figure, comme il a déjà été mentionnée, l'exergie du rayonnement solaire est dégradée jusqu'au potentiel du capteur solaire ; ensuite, une partie de la chaleur est récupérée pour chauffer le bâtiment tandis que le reste est perdu, c'est-à-dire dégradé jusqu'à zéro. Tous ces courants d'énergie sont clairement visibles et leur dégradation est facilement suivie.

#### b) Les pompes à chaleur

Le cas de la pompe à chaleur air-air a également été analysé. Il est clair que ce type d'unité permet de revaloriser le potentiel thermique d'une quantité de chaleur à basse température jusqu'à une valeur plus élevée à l'aide d'un travail électrique. Ainsi, de la chaleur est transférée à l'évaporateur et récupérée au condenseur par l'intermédiaire d'échangeurs de chaleur ; des fluides caloporteurs sont respectivement refroidis et chauffés. Le compresseur permet alors d'augmenter la pression du réfrigérant du niveau de l'évaporateur jusqu'au condenseur. Pour chauffer le bâtiment directement, une PàC air-air utilisant l'air ambiant a été considérée. En se basant sur le modèle exergetique de la Section 3.2.1, le bilan d'exergie du bâtiment avec chauffage direct par PàC s'exprime comme suit :

$$C_{zc} \frac{dT_{zc}}{dt} \tilde{\theta}_{zc} = \dot{Q}_{evap} \tilde{\theta}_{evap} + \dot{W}_{HP} \times 1 - \dot{Q}_{zc-s} \theta_s - \dot{D}_{zc-PàC} \quad (5.6)$$

où  $\dot{D}_{zc-PàC}$  s'écrit :

$$\dot{D}_{zc-PàC} = [\dot{D}_{compr} + \dot{D}_{cond} + \dot{D}_{valve} + \dot{D}_{evap}] + \dot{Q}_{zc-s}(\tilde{\theta}_{zc} - \theta_s) + \dot{Q}_{zc-a}\tilde{\theta}_{zc} \quad (5.7)$$

L'exergie consommée correspond à la chaleur tirée de l'air ambiant et l'électricité au compresseur tandis que les pertes dans la pompe à chaleur sont de deux types : par transfert thermique dans le condenseur ( $\dot{D}_{cond}$ ) et l'évaporateur ( $\dot{D}_{evap}$ ), soit les Équations (3.19) et (3.20), et par transformation de l'énergie, soit l'Équation (3.21) qui caractérise la consommation d'électricité pour revaloriser la chaleur à l'évaporateur ( $\dot{D}_{compr} + \dot{D}_{valve}$ ). L'analogie exergétique-électrique pour la PàC est dessinée sur la Figure 5.6b.

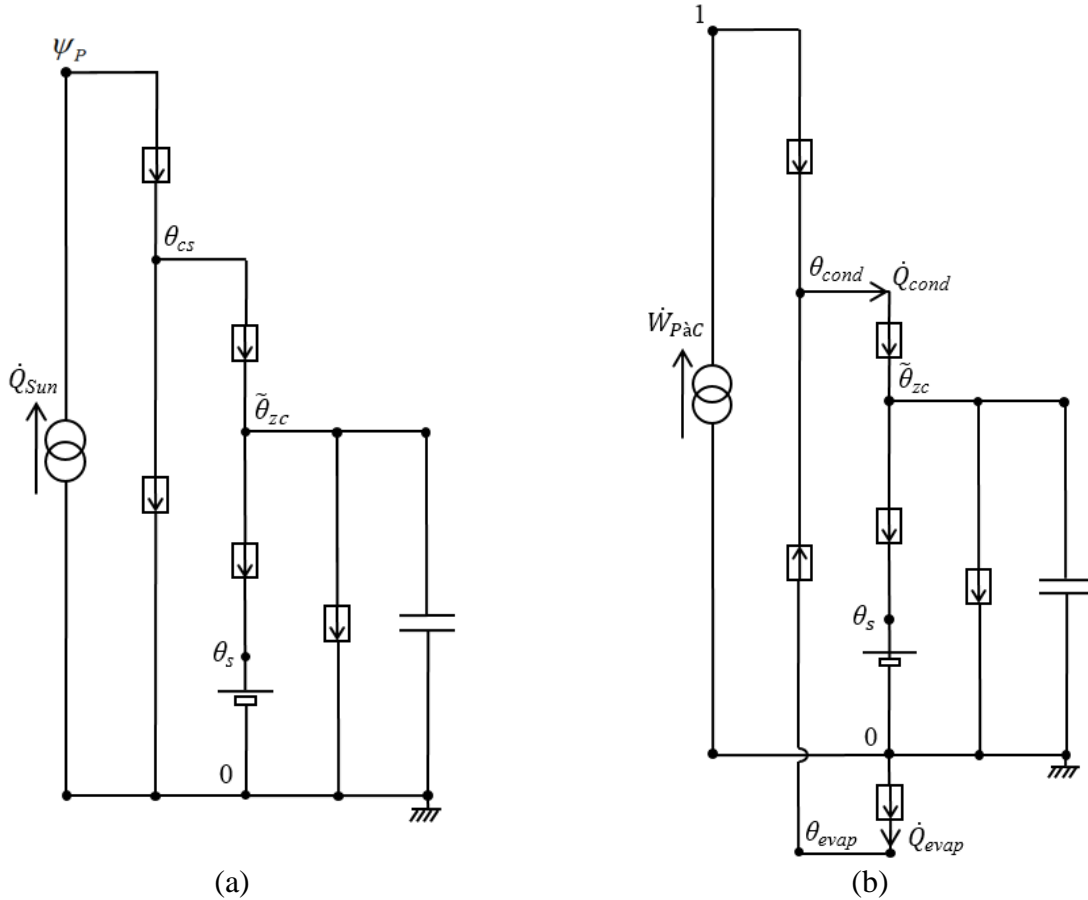


Figure 5.6 : Analogie exergétique-électrique du bâtiment avec  
(a) capteurs solaires et (b) pompe à chaleur air-air.

Comme pour le chauffage électrique, le travail du compresseur est une source d'énergie (de courant) qui est dégradée de 1 jusqu'à  $\theta_{cond}$ . Cependant, cette consommation a permis de rehausser le potentiel de  $\dot{Q}_{evap}$  de  $\theta_{evap}$  jusqu'à  $\theta_{cond}$  ; cette revalorisation est illustrée par une boîte avec une flèche dirigée vers le haut (voir Tableau 5.1). Finalement, les transferts de chaleur à l'évaporateur et au condenseur sont représentés par le symbole de dégradation.

L'analogie exergétique-électrique a été appliquée à des unités individuelles comme les plinthes électriques ou les capteurs solaires et les pompes à chaleur. Cependant, elle peut facilement être élargi et schématisé pour d'autres unités énergétiques ou des systèmes plus complexes. Pour des pompes à chaleur multi-étagées ou à sources de chaleur multiples, il peut y avoir plusieurs étages de compression (ou compresseurs) et plusieurs sources de chaleur à l'évaporateur et/ou au condenseur. Les flux massiques et électriques ne sont toujours pas concernés et seuls les flux d'énergie et le comportement global sont considérés : le travail total du ou des compresseurs permet alors de revaloriser la chaleur à un ou plusieurs niveaux énergétiques d'évaporateurs et de la rejeter à un ou plusieurs niveaux de condenseurs. Le concept peut être développé aux pompes à chaleur à absorption où les sources de chaleur et les réactions chimiques sont évaluées et illustrées avec leurs échanges de chaleur et potentiels thermiques respectifs. La demande électrique du bâtiment peut également être ajoutée à l'analogie où les panneaux PV et les éoliennes peuvent être représentées avec des sources de courant tandis que les batteries électriques correspondent à du stockage électrique modélisé avec des capacités. Des unités moins communes comme les éjecteurs, murs Trombe, systèmes à absorption et adsorption, unités de stockage thermochimique ou appareils thermoélectriques peuvent également être représentées en suivant ces règles de construction.

#### 5.2.4 Application de l'analogie à l'ensemble des possibilités

Après avoir étudié les unités individuellement, l'analogie exergétique-électrique a été appliquée à l'ensemble des combinaisons représenté à la Figure 5.2 ; elle est donnée à la Figure 5.7. Afin de clarifier le diagramme, tous les interrupteurs sont en position ouverte. Quatre zones sont distinguées sur cette figure :

- a) Les systèmes de conversion d'énergie sont montrés sur la gauche et tiennent compte des irréversibilités durant la transformation de l'énergie.

- b) Le bâtiment est illustré sur la droite. Une capacité thermique associée aux pertes exergétiques vers le sol et l'air ambiant caractérisent la demande en chauffage. Pour l'eau chaude, une seule capacité thermique a été considérée.
- c) L'ensemble des connexions entre les unités de conversion d'énergie et le consommateur sont illustrées au milieu du diagramme.
- d) Les unités de stockage d'énergie thermique (stockage de chaud SC et de froid SF) sont quant à eux représentées à côté du bâtiment (chauffage, eau chaude domestique).

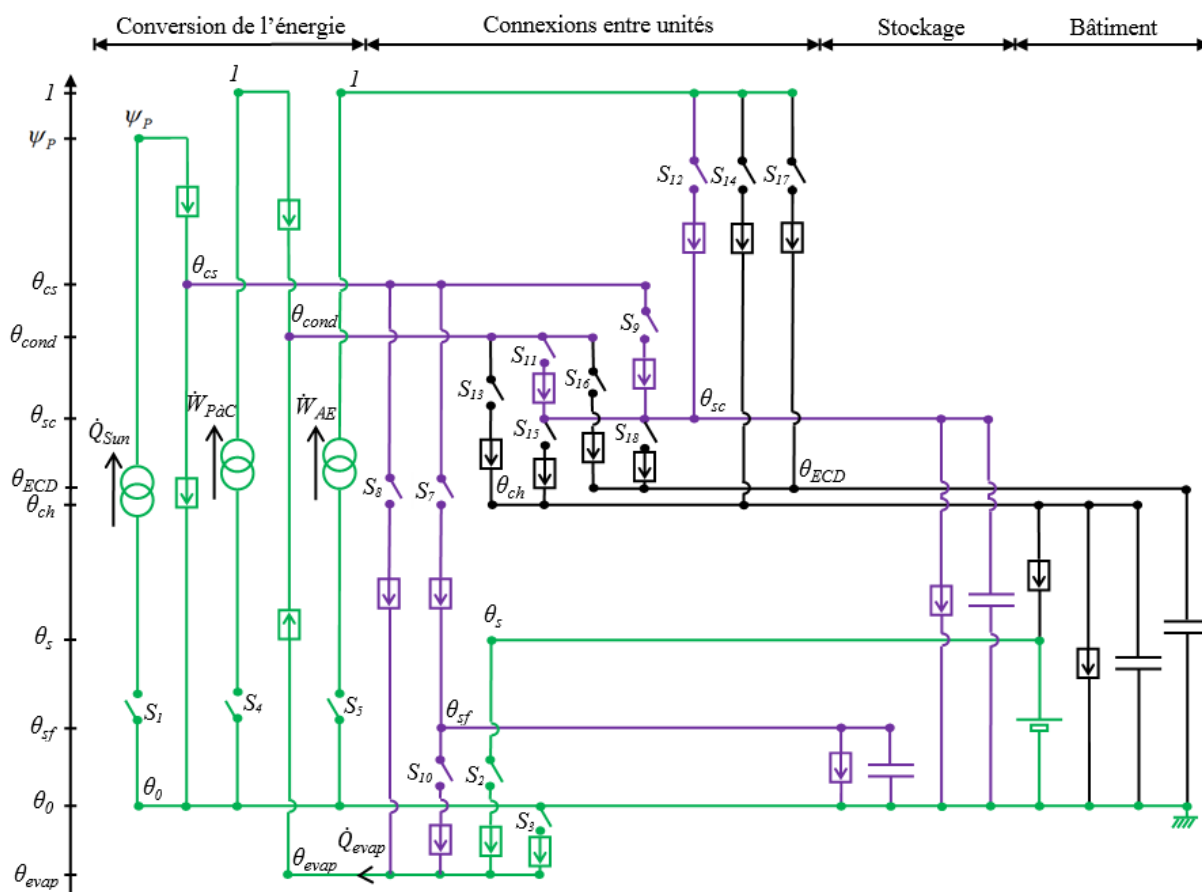


Figure 5.7 : Analogie exergétique-électrique du bâtiment avec l'ensemble des combinaisons de systèmes.

En ce qui concerne l'eau chaude, la capacité thermique fait référence à la température constante requise (45°C). De plus, les pertes thermiques dans les conduites ont été négligées et les mécanismes de transfert de chaleur ont été simplifiés. Par exemple, pour l'étude de Tamasauskas et al.

[51], la chaleur nécessaire à l'alimentation en eau chaude peut être apportée par le réservoir d'eau chaude et par un chauffe-eau électrique ; dans ce cas, l'utilisation de deux facteurs Carnot associées aux températures adéquates est requise. Une telle amélioration est simple à effectuer et elle rend naturellement la structure générale plus conséquente.

Finalement, l'axe des potentiels thermiques est placé sur la gauche de la figure et il illustre les différents niveaux de qualité. Chaque facteur Carnot représente une étape de transformation de l'énergie  $(I, \psi_{Sun})$ , un système  $(I, \theta_{sc}, \theta_{cond}, \theta_{evap}, \theta_{sc}, \theta_{sf})$ , l'environnement  $(\theta_s, \theta_0)$  ou l'utilisateur  $(\theta_{DHW}, \theta_{ch})$ . Par conséquent, la lecture horizontale de la figure permet de localiser les différentes unités tandis que la lecture verticale montre les scénarios envisagés. Une telle analogie permet à l'utilisateur de visualiser et de mieux comprendre l'opération des systèmes intégrés. Un code de couleurs identique à la Figure 5.2 a été utilisé pour différencier les sources d'énergie (en vert) des unités (en violet) et des applications finales (en noir).

En s'appuyant sur la Figure 5.7, l'analogie exergetique-électrique a été appliquée au scénario étudié par Tamasauskas et al. [51] : le fonctionnement des boucles solaires « A », opérant avec le réservoir de glace, et « B », où les capteurs solaires chauffent directement le réservoir d'eau chaude, ont respectivement été tracées sur les Figures 5.8 et 5.9. Le code de couleur de la Figure 5.1 a servi pour les deux boucles (« A » en bleu, « B » en rouge). La position des interrupteurs pour chaque cas a été résumée dans le Tableau 5.2.

En lisant horizontalement la Figure 5.8, il apparaît clairement que les capteurs solaires, pompe à chaleur et appoints électriques sont en opération et connectés au bâtiment et aux réservoirs de stockage de chaleur et de froid. Ainsi, de la glace est formée lorsque la PàC opère ( $S_{10}$ ) tandis que la fonte se produit si le lien entre capteurs et réservoir est actif ( $S_7$ ). Ensuite, de la chaleur est transférée du condenseur de la PàC jusqu'au réservoir de stockage ( $S_{11}$ ) ; l'appoint électrique est enclenché pour aider, si nécessaire, la PàC à maintenir la température de stockage dans la gamme de valeurs désirées ( $S_{12}$ ). Finalement, le chauffage du bâtiment est fourni par le réservoir de stockage ( $S_{15}$ ) tandis que le chauffage de l'eau chaude domestique est réalisé par le réservoir d'eau chaude ( $S_{18}$ ) et l'appoint électrique ( $S_{17}$ ).

Pour le cas de la boucle solaire « B » (Figure 5.9), les capteurs sont directement reliés au réservoir d'eau chaude ( $S_9$ ) ; la PàC et le stockage de glace restent donc inutilisés ( $S_7$ ,  $S_{10}$  et  $S_{11}$  sont

fermés). Finalement, la méthode de distribution de l'énergie est la même que pour la boucle solaire « A » et les interrupteurs  $S_{15}$ ,  $S_{17}$  et  $S_{18}$  sont en position fermée.

À partir de ces figures, la destruction exergetique semble plus importante pour la boucle solaire « A » (Figure 5.8) que pour le chemin « B » (Figure 5.9). Cette observation s'explique par le plus long chemin de l'énergie ( $S_7$ ,  $S_{10}$  et  $S_{11}$  actifs par rapport à  $S_9$ ) et la dégradation du rayonnement solaire jusqu'au potentiel de la glace (par rapport au réservoir d'eau chaude pour la boucle solaire « B »). Cependant, les calculs d'irréversibilité incluent à la fois les quantités d'énergie impliquées et les dégradations d'énergie dans les différents processus.

Tableau 5.2 : Tableau logique des unités intégrés de l'analogie exergetique-électrique pour l'ensemble des combinaisons de systèmes.

Interrupteur	Description	Position de l'interrupteur	
		Boucle solaire « A »	Boucle solaire « B »
$S_1$	Soleil – Capteurs	OUVERT	OUVERT
$S_2$	Sol – Pompe à chaleur	FERMÉ	FERMÉ
$S_3$	Air ambiant – Pompe à chaleur	FERMÉ	FERMÉ
$S_4$	Électricité – Pompe à chaleur	OUVERT	FERMÉ
$S_5$	Électricité – Appoints	OUVERT	OUVERT
$S_6$	Gaz naturel – Appoints	-	-
$S_7$	Capteurs – Stockage (source)	OUVERT	FERMÉ
$S_8$	Capteurs – Pompe à chaleur	FERMÉ	FERMÉ
$S_9$	Capteurs – Stockage (puits)	FERMÉ	OUVERT
$S_{10}$	Stockage (source) – PàC	OUVERT	FERMÉ
$S_{11}$	Pompe à chaleur – Stockage (puits)	OUVERT	FERMÉ
$S_{12}$	Appoints – Stockage (puits)	OUVERT	OUVERT
$S_{13}$	Pompe à chaleur – Chauffage	FERMÉ	FERMÉ
$S_{14}$	Appoints – Chauffage	FERMÉ	FERMÉ
$S_{15}$	Stockage (puits) – Chauffage	OUVERT	OUVERT
$S_{16}$	Pompe à chaleur – Eau chaude	FERMÉ	FERMÉ
$S_{17}$	Appoints – Eau chaude	OUVERT	OUVERT
$S_{18}$	Stockage (puits) – Eau chaude	OUVERT	OUVERT



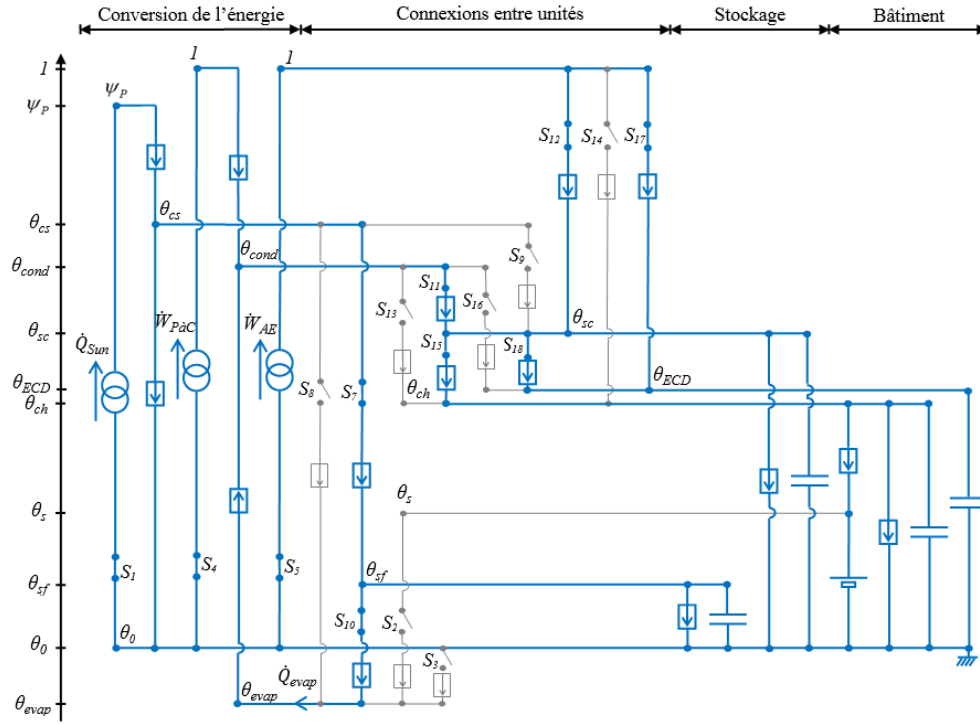


Figure 5.8 : Analogie exergetique-électrique du bâtiment avec la boucle solaire « A » du scénario de Tamasauskas et al. [51].

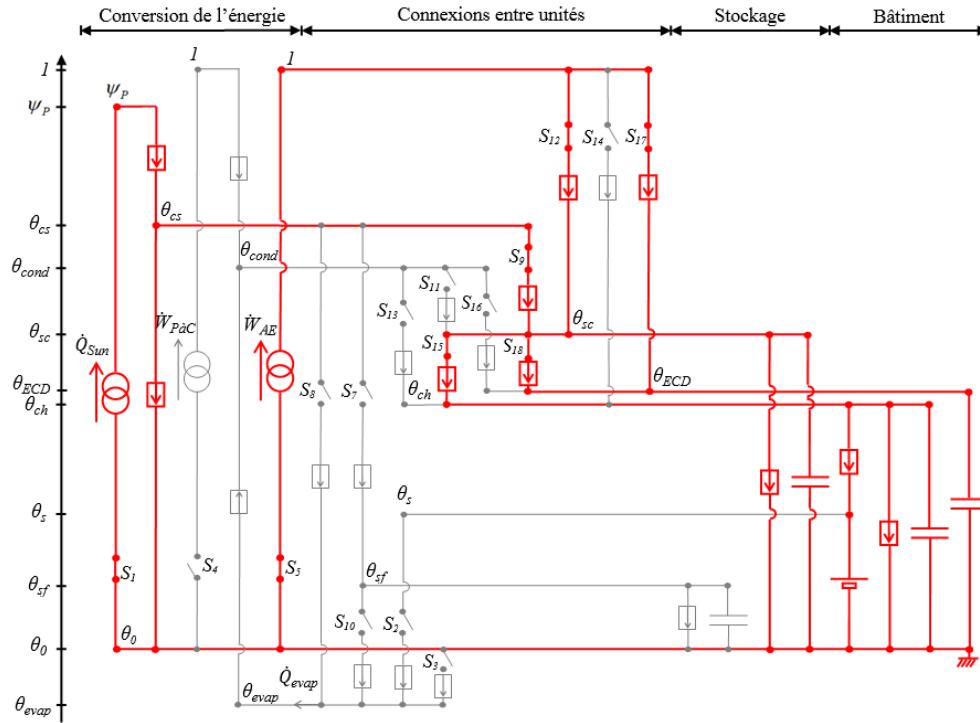


Figure 5.9 : Analogie exergetique-électrique du bâtiment avec la boucle solaire « B » du scénario de Tamasauskas et al. [51].

Généralement, les unités d'appoint sont une importante source d'irréversibilités, ce qui est dû à la fois à la quantité d'énergie et à la forte dégradation du potentiel énergétique (dégradation d'une énergie noble, l'électricité par exemple). D'un autre côté, pour les capteurs solaires, l'efficacité solaire est haute lorsque la température du capteur solaire est faible (cas du stockage de glace par rapport au réservoir) alors que la dégradation de l'énergie est plus importante (facteur Carnot est plus faible) ; ces deux tendances doivent être analysées plus en détails pour connaître la meilleure utilisation des capteurs solaires. La valeur de l'exergie détruite est également différente d'un point de vue de l'utilisateur où c'est l'énergie qui est réellement dépensée qui doit être examinée en premier : le bon usage de l'électricité ou du gaz naturel apparaît alors primordiale par rapport au rayonnement solaire, considéré comme une énergie gratuite. Par conséquent, une analyse plus détaillée est nécessaire pour déterminer exactement la destruction d'exergie et l'analogie exergetique-électrique est un outil très efficace pour mieux comprendre l'opération et identifier clairement les sources d'irréversibilités.

L'utilisation des interrupteurs rend l'analogie proposée très utile pour des fins d'optimisation. Buoro et al. [174] ont étudié l'opération optimale des pompes à chaleur, chaudières, réservoirs de stockage, systèmes solaires thermiques et électriques ainsi que des unités de cogénération tandis que Dagdougui et al. [175] ont également exploré les alternatives basées sur les éoliennes et la biomasse. Par conséquent, il apparaît clairement que l'implémentation des combinaisons d'interrupteurs ouvert(s)/fermé(s) pour décrire les différentes alternatives combinée à l'analogie exergetique-électrique permettrait l'optimisation de systèmes complexes. De ce point de vue, l'analogie pourrait être très utile pour les calculs mathématiques ; en particulier, l'usage des matrices de Lewin et al. [176] apparaît comme une application naturelle de la méthodologie. Une procédure similaire a été suivie avec succès dans le passé pour optimiser de larges réseaux d'échangeurs de chaleur et ordonner les échanges de courants chauds et froids [177]. Les matrices de Lewin y ont été utilisées pour optimiser des superstructures d'échangeurs de chaleur, similaires aux Figures 5.2 et 5.7. Des matrices similaires pourraient être implémentées pour optimiser des arrangements complexes à l'aide de techniques mathématiques comme les algorithmes génétiques ou Simplex. Appliqué à la demande énergétique du bâtiment, les possibilités d'opération de l'équipement pourraient être évaluées pour sélectionner le meilleur arrangement d'unités tandis qu'une application plus dynamique pour les systèmes en opération pourrait également être envisagée afin de déterminer le meilleur équipement à faire fonctionner.

L'analogie exergetique-électrique permet de visualiser le fonctionnement des combinaisons de systèmes et d'identifier l'origine des destructions exergetiques. Quantifier ces dernières apparaît alors essentiel pour évaluer les combinaisons et sélectionner les meilleures unités. Pour y arriver, un diagramme exergetique est présenté dans la section suivante.

### 5.3 Diagramme exergetique des systèmes énergétiques

Les analyses exergetiques classiques résident dans le calcul de l'efficacité exergetique globale et des irréversibilités dans chaque composant [122] ; les performances peuvent également être illustrées avec le diagramme de Grassman [41]. Ce dernier a été appliqué au scénario de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace sur la Figure 5.10. Le défaut de ce type d'analyse et de représentation est d'étudier chaque composant du système et de mélanger, par conséquent, les courants d'énergie renouvelable et non renouvelable. Par exemple, les irréversibilités les plus importantes d'une PàC solaire se situent dans le capteur solaire du fait de la forte dégradation du rayonnement solaire en chaleur à faible température [45,120] ; toutefois, cette dégradation est utile et permet de mieux profiter de l'électricité en revalorisant de la chaleur à faible température. La destruction exergetique de l'électricité est alors plus faible que pour un chauffage électrique même si les irréversibilités totales sont certainement plus importantes dans la PàC solaire.

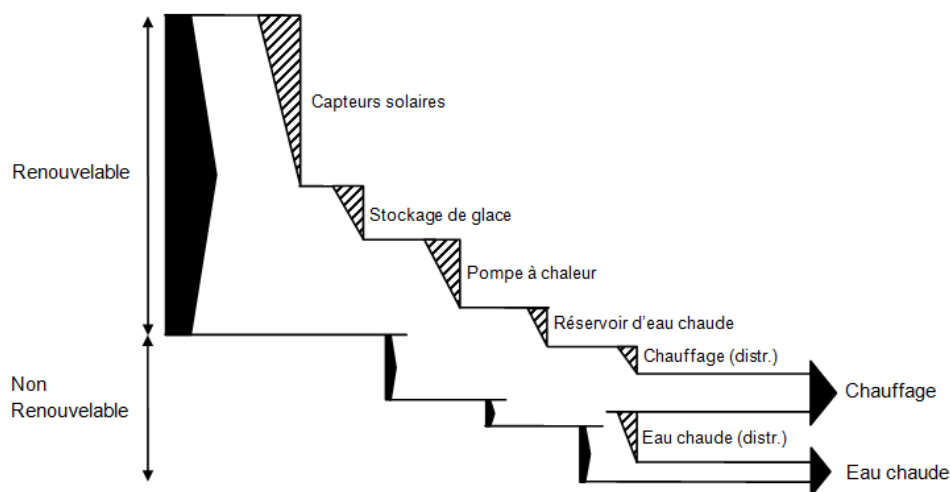


Figure 5.10 : Diagramme de Grassman de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace.

Pour illustrer les performances des scénarios énergétiques, c'est le diagramme exergetique  $Q-\theta$ , introduit à la Section 1.2 dont une version a été présentée par Sorin et al. [72] et Ducoulombier et al. [65], qui a été développé dans le cadre de cette thèse. Pour rappel, il présente des variables intensives (facteur de qualité) en ordonnée et extensives (chaleur, travail, rayonnement solaire) en abscisse ; par conséquent, le bilan d'énergie se lit sur l'axe des x tandis que le bilan exergetique s'exprime sous forme de surfaces. Des facteurs Carnot constants ont été considérés, calculés avec la température entropique moyenne si besoin, et l'exergie (utile, consommée ou détruite) se retrouve sous forme de rectangles. De plus, l'aspect économique apparaît également, de manière implicite, sur ce diagramme : les flux d'énergie sont proportionnels aux surfaces d'échange et aux différences de températures tandis que la dégradation de qualité provient de la chute du potentiel thermique. De ce fait, la taille des échangeurs se déduit directement de la dégradation de la qualité de la quantité d'énergie impliquée (grands échangeurs si faible dégradation de qualité ou l'inverse), ce qui donne une idée du coût de l'échangeur. Le diagramme avec les coefficients de Carnot constants est facile à utiliser et donne un aperçu simple mais complet des comportements énergétique, exergetique et économique du scénario. De plus, il possède l'avantage non négligeable par rapport au diagramme de Grassman, de permettre la différenciation des pertes exergetiques associées aux courants d'énergie renouvelable et non renouvelable. Ce qui revient à séparer ce qui est gratuit de ce qui est payé par l'utilisateur, là où le diagramme de Grassman représente seulement les irréversibilités dans les composants du système. Il illustre également les bilans d'énergie et d'exergie simultanément, ce qui revient à combiner les diagrammes de Sankey [178] et de Grassman. Il sert aussi à quantifier les irréversibilités dans chaque composant, comme c'est le cas du diagramme de Grassman, mais fournit en plus l'origine des irréversibilités (pertes d'énergie, pertes de qualité).

Le diagramme  $Q-\theta$  a généralement été appliqué pour des analyses stationnaires et lorsque la référence  $T_0$  est constante [64,73-74]. Cependant, l'étude de la demande énergétique des bâtiments fait référence à des calculs dynamiques (simulations horaires ou aux 6 minutes sur une durée de une ou plusieurs années) et à de fortes variations de l'air ambiant, c'est-à-dire de la référence de l'analyse exergetique et donc, du diagramme  $Q-\theta$ . Par conséquent, il va être modifié pour tenir compte de l'analyse dynamique des scénarios et de la variation de la température de référence. Il va ensuite être appliqué aux unités individuelles (chauffage électrique, stockage, système ouvert, module PV/T et pompe à chaleur). Ces différents diagrammes seront alors tracés pour repré-

senter le scénario au complet. Finalement, l'utilisation et les avantages d'une telle représentation seront examinés.

### 5.3.1 Diagramme exergetique $Q$ - $\theta$ modifié

L'analyse exergetique repose sur le choix de la référence : elle est généralement considérée constante [41,179] mais le choix de sa valeur affecte de manière importante les résultats [180]. En comparant avec les résultats de l'analyse dynamique (variation horaire), les différences peuvent être non négligeables [54]. Par conséquent le choix de la référence est crucial et se répercute directement sur le diagramme exergetique. En effet, le principal désavantage de ce diagramme est dû à la variation dans le temps de la température, ce qui rend l'état de référence du diagramme, soit  $\theta_0=0$ , variable dans le temps aussi. L'impact de ce choix a été évalué pour la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace dans le cas où la PàC utilisée est T1GW025, la surface des capteurs ( $S_{col}$ ) est de 31.8 m<sup>2</sup> et le volume de stockage de glace ( $V_{st,g}$ ) de 25 m<sup>3</sup>. Plusieurs températures de référence (air extérieur) ont été choisies : a) la valeur annuelle (5.9°C), b) la valeur moyennée sur les saisons de chauffage (-1.3°C) et climatisation (17.9°C), c) la valeur mensuelle, d) la valeur horaire et e) la valeur obtenue avec la méthode Bin de 10°C. L'environnement de référence a été considéré uniforme sur l'ensemble de ces périodes. L'efficacité exergetique mensuelle, définie par l'Équation (5.8), a été illustrée sur la Figure 5.11 pour la deuxième année d'étude.

$$\psi_{sys} = \frac{\int (\dot{Q}_{chauffage} \theta_{ch} + \dot{Q}_{ECD} \theta_{ECD}) dt}{\int (\dot{W}_{PàC} + \dot{W}_{AE} + \dot{W}_{CEE} + \dot{W}_{pompe}) dt} \quad (5.8)$$

Considérer une valeur de référence caractéristique d'une large période (annuelle, saisonnière) réduit les variations comparée aux valeurs horaires et avec la méthode Bin. Cette dernière suit de manière très précise l'estimation horaire tandis que le cas mensuel est un compromis entre les deux types de valeurs. Les méthodes horaire et Bin, et à un degré moindre les moyennes mensuelles, tiennent compte de la valeur réelle du chauffage lorsque la température extérieure est faible, c'est-à-dire une forte demande à potentiel énergétique élevé, contrairement aux périodes plus longues qui favorisent la période estivale et pénalisent celle hivernale.

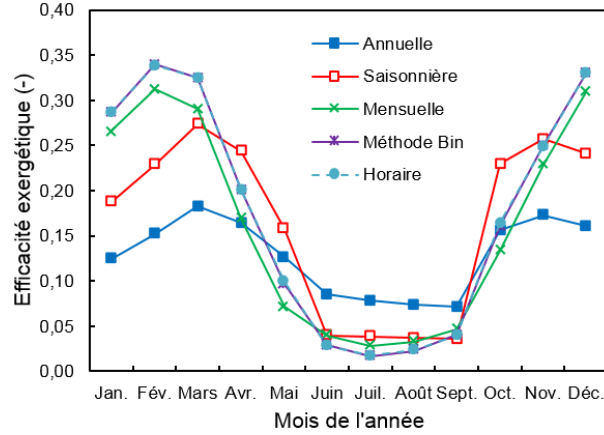


Figure 5.11 : Efficacité exergetique mensuelle de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace pour plusieurs températures de références avec  $T1GW050$ ,  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$  et  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ .

Malgré l'importance du choix de l'environnement de référence, le diagramme est seulement valide pour des valeurs constantes de  $T_0$  ; il doit par conséquent être modifié. Il est clair qu'il peut être tracé pour des situations typiques horaires (fonctionnement le jour ou la nuit, temps doux ou extrême). Toutefois, des analyses plus longues conduisent à la notion de valeur moyenne, que ce soit pour la température du processus ou celle de référence. Les facteurs doivent alors être pondérés de manière à représenter, du mieux possible, les termes d'exergie du bilan exergetique. Il est toutefois difficile d'estimer à la fois les exergies consommées, utiles et détruites avec une seule valeur de  $\theta$ . Pour l'étude de cas de Tamasauskas et al. [51], l'exergie consommée correspond à l'exergie solaire et au travail électrique tandis que les termes utiles sont directement liés à l'exergie de la demande énergétique, soit l'Équation (5.8). Par conséquent, la destruction d'exergie apparaît comme la seule quantité qui tient compte de l'usage de l'énergie ; son chemin est suivi de son potentiel le plus élevé (1 pour l'électricité et  $\psi_p$  pour le rayonnement solaire, considéré constant) jusqu'à celui de son utilisation. La pondération avec les irréversibilités sur l'ensemble de la période d'étude a été choisie pour tracer les diagrammes exergetiques et elle est définie comme suit :

$$\bar{\theta}_2 = \bar{\theta}_1 - \frac{\sum_k Q_k (\theta_{1k} - \theta_{2k})}{\sum_k Q_k} \quad (5.9)$$

où  $\bar{\theta}_1$  et  $\bar{\theta}_2$  sont respectivement les facteurs Carnot pondérés associés, respectivement, aux valeurs supérieure et inférieure du transfert d'énergie  $Q$ . La borne inférieure est ainsi déterminée à partir de la valeur supérieure et la surface ainsi tracée représente exactement les irréversibilités. Pour le cas spécifique du transfert de chaleur vers l'ambient, c'est-à-dire la température extérieure, les deux bornes (supérieure et inférieure) sont connues et l'exergie détruite ne peut pas, sauf cas exceptionnel, être représentée exactement. Par conséquent, la limite inférieure (potentiel de l'ambient) est recalculée avec l'Équation (5.9) et peut ne pas être égale à 0 ; elle en reste toutefois assez proche. À l'aide de cette équation, le diagramme  $Q-\theta$  peut maintenant être tracé pour des calculs dynamiques en tenant compte de la variation de  $T_0$ . Sa construction pour les unités individuelles et pour les systèmes intégrés sont présentées dans les sections suivantes.

### 5.3.2 Diagramme exergétique pour les unités individuelles

La construction du diagramme exergétique pour le chauffage électrique (avec une efficacité énergétique de 100%) et d'un réservoir de stockage a été illustrée sur la Figure 5.12. Dans le premier cas (chauffage électrique), les pertes exergétiques sont entièrement qualitatives, ce qui est dû à l'utilisation d'une énergie à fort potentiel énergétique pour des applications à basse température, et donc à faible potentiel thermique. Le bilan d'exergie du chauffage électrique s'écrit comme suit :

$$W_{AE} \times 1 = W_{AE} \times \theta_{ch} + [W_{AE}(1 - \theta_{ch})] \quad (5.10)$$

où  $W_{AE}$  est l'énergie apportée par l'appoint électrique et  $\theta_{ch}$  correspond au facteur Carnot associé à la température du bâtiment  $T_{ch}$ . S'il est maintenu à  $T_{ch}=20^\circ\text{C}$  et que  $T_0=0^\circ\text{C}$  ; plus de 93% du contenu exergétique de l'électricité est gâchée. Il résulte de la Figure 5.12 que le chauffage électrique n'est pas l'unité appropriée et que l'électricité devrait être économisée pour des applications à haut niveau énergétique (appareils électroniques, etc.). Le chauffage électrique correspond à une boucle fermée du caloporteur : l'apport d'énergie permet d'augmenter la température du fluide caloporteur de  $T_1$  à  $T_2$ . Par la suite, l'usage de cette chaleur induit une diminution de la température de  $T_2$  à  $T_1$  et le caloporteur retourne à son état initial, soit à l'entrée du chauffage électrique. Une seule valeur entropique moyenne  $\tilde{T}_{12}$  est alors nécessaire pour ces deux étapes : l'exergie utile et l'exergie consommée au niveau du caloporteur ont le même niveau énergétique.

Finalement, comme il a été mentionné pour les systèmes PV/T (Section 3.1.3), c'est l'application finale qui est intéressante et l'exergie utile au potentiel thermique lié à la température  $\tilde{T}_{12}$  est consommée pour avoir de la chaleur au potentiel  $\theta_{ch}$  représentatif du bâtiment. Ainsi, l'étape intermédiaire peut ne pas être affichée et le diagramme exergetique illustre l'exergie utile finale : la chaleur pour maintenir la température du bâtiment dans la gamme de valeurs désirées.

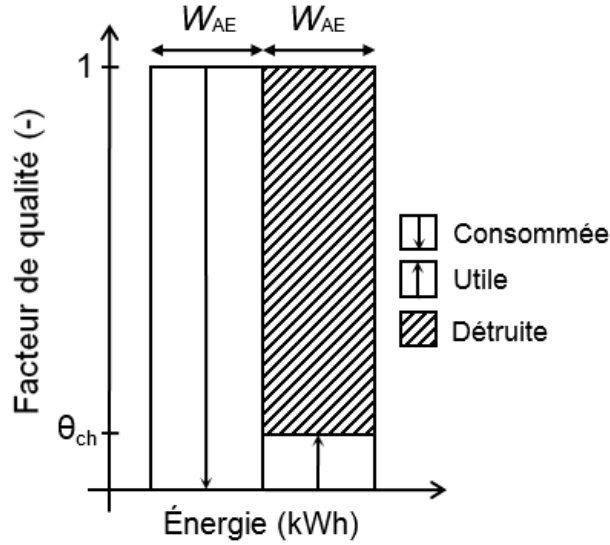


Figure 5.12 : Diagramme exergetique du chauffage électrique.

Le cas d'un système ouvert a également été analysé ; il s'agit du chauffage de l'eau chaude domestique effectué par une source de chaleur ( $Q_{ECD,1}$ ) à température constante  $T_{ECD,1}$  et complété par un chauffe-eau électrique ( $Q_{ECD,2}$ ). La chaleur (travail) est consommée pour augmenter la température de l'eau du réseau de distribution de  $T_1$  ( $T_2$ ) à  $T_2$  ( $T_3$ ) ; les pertes sont seulement qualitatives dues au transfert de chaleur de la source jusqu'à la température entropique moyenne  $\tilde{T}_{12}$  et la dégradation de l'électricité jusqu'à  $\tilde{T}_{23}$ . Ainsi, les bilans d'exergie s'écrivent comme suit :

$$Q_{ECD,1}\theta_{st,e} = Q_{ECD,1}\tilde{\theta}_{12} + [Q_{ECD,1}(\theta_{st,e} - \tilde{\theta}_{12})] \quad (5.11)$$

$$Q_{ECD,2} \times 1 = Q_{ECD,2}\tilde{\theta}_{23} + [Q_{ECD,2}(1 - \tilde{\theta}_{23})] \quad (5.12)$$

Le diagramme exergetique a été tracé pour un système ouvert sur la Figure 5.13. Comparée à la Figure 5.12, la dégradation du potentiel de l'électricité est plus faible due à la température



d'opération la plus élevée, ce qui est en accord avec l'utilisation de l'électricité pour des applications à hautes températures.

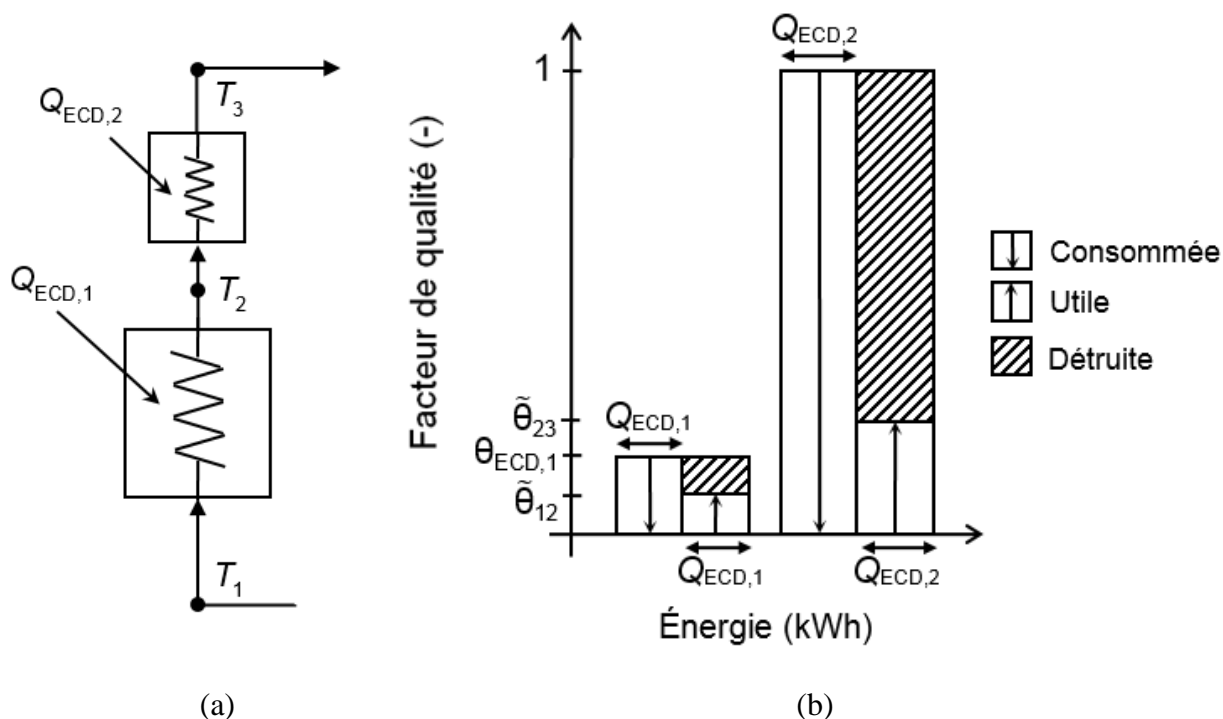


Figure 5.13 : a) Schéma et b) diagramme exergetique du système ouvert (eau chaude domestique)

La représentation graphique a également été appliquée aux modules PV/T ; basée sur les équations des Sections 2.2 et 3.1.3, elle est illustrée sur la Figure 5.14. Sur le diagramme du type  $Q-\theta$  (Figure 5.14a), l'exergie électrique et l'exergie de la chaleur récupérée (nulle pour les panneaux PV) correspondent à l'exergie utile. En ce qui concerne l'électricité obtenue, un diagramme identique à celui du type  $Q-\theta$  peut être tracé : le facteur de qualité (variable intensive) est remplacé par la tension tandis que l'intensité (variable intensive) remplace l'énergie. Ce lien est identique à ceux utilisés pour l'analogie exergetique-électrique et permet d'identifier les causes des irréversibilités dans la conversion du rayonnement solaire en électricité (Figure 5.14b). Ces deux diagrammes permettent une très bonne compréhension du comportement d'un panneau photovoltaïque et d'un système PV/T. Minimiser la destruction exergetique totale revient à minimiser les irréversibilités électriques, c'est-à-dire faire tendre  $W_{PV}$  vers  $W_{max}$ . Autrement dit, d'après la Figure 5.14b, faire tendre  $I_m$  vers  $I_{ph}$  et  $V_m$  vers  $V_g$  : les différentes pertes de courant et tension se

retrouvent sur la Figure 5.14a sur le rectangle de longueur  $(W_{max}-W_{PV})$  et de hauteur 1. D'un point de vue plus global, la principale source d'irréversibilité est due à la dégradation du rayonnement solaire jusqu'à la température du module. Pour les panneaux PV, le rayonnement est complètement perdu ; en contrepartie, les panneaux PV/T mettent à profit une partie de l'énergie thermique du module. Le transfert de chaleur entraîne bien évidemment une dégradation de la qualité de l'énergie mais elle est essentielle pour obtenir un effet utile. Minimiser ces pertes reviendrait à se servir d'échangeurs de tailles infinies afin de faire tendre la température du caloporteur vers celle du module. Récupérer l'énergie a un double effet : obtenir une exergie thermique et augmenter l'exergie électrique en faisant baisser la température du module. À noter la présence sur ce diagramme d'une bande de longueur  $W_{PV}(\psi_P - 1)/\psi_P$  et de hauteur 1 : il correspond au terme négatif dans l'Équation (3.13) qui illustre la revalorisation d'une partie du rayonnement en électricité. Ce terme est retiré des pertes vers l'environnement de manière à respecter visuellement le bilan exergétique.

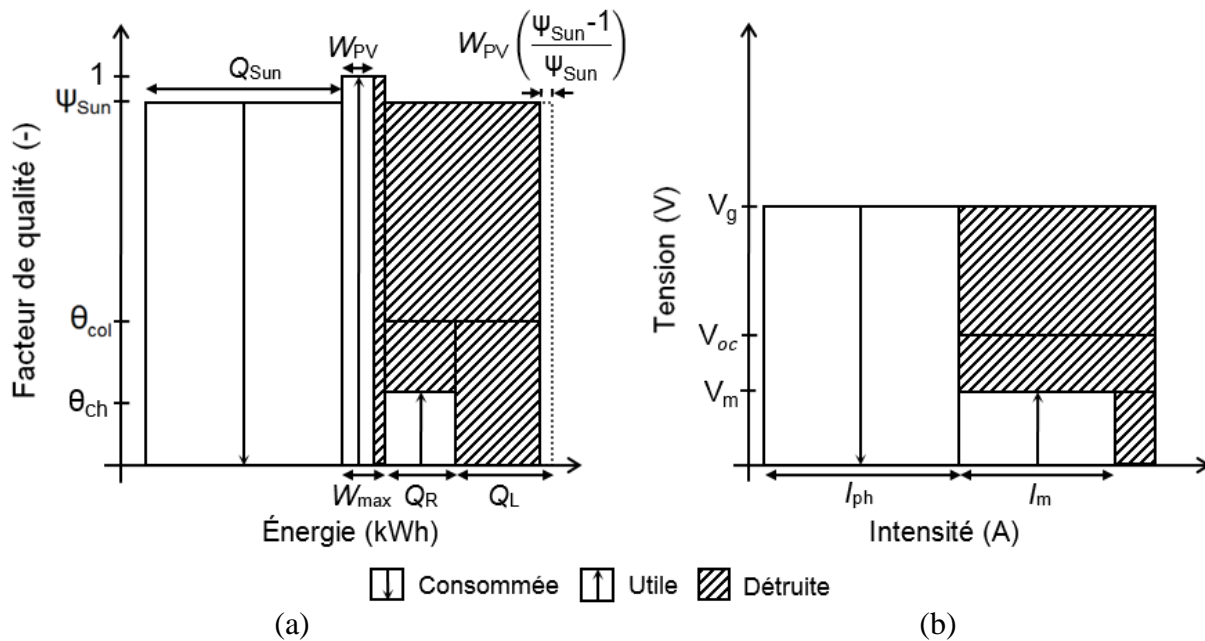


Figure 5.14 : Diagramme exergétique d'un système PV/T du type : a)  $Q-\theta$  et b)  $I-V$ .

Pour les pompes à chaleur, la construction du diagramme exergétique a été effectuée à partir du modèle exergétique des pompes à chaleur (Section 3.2.1) où la chaleur à l'évaporateur et le tra-

vail au compresseur sont consommés pour générer de la chaleur au condenseur. Les irréversibilités peuvent être, de la même manière que pour l'analogie exergetique-électrique, séparées en trois parties : celles dues aux transferts de chaleur à l'évaporateur et au condenseur et celle provenant de la revalorisation de la chaleur à l'évaporateur par consommation d'un travail électrique. Le diagramme exergetique est illustré sur la Figure 5.15b. Lors des transferts de chaleur, les pertes sont essentiellement qualitatives tandis que le reste de la destruction correspond à la dégradation du travail électrique. Toutefois, elle n'est pas complète et permet de rehausser le potentiel de la chaleur à l'évaporateur jusqu'au facteur Carnot du compresseur, ce qui sert à diminuer la largeur de la bande d'exergie détruite.

Ce diagramme affiche les différentes pertes exergetiques sans avoir à connaître les propriétés des fluides (caloporteur, réfrigérant) et les paramètres de conception (sous-refroidissement et surchauffe, pertes de charge, rendement isentropique du compresseur, etc.). Si toutes ces informations sont connues, le diagramme peut être amélioré, principalement en séparant les pertes dans le compresseur de celles de la valve d'étranglement. Les équations de la modélisation classique exergetique des pompes à chaleur, soit les Équations (1.35)-(1.38), peuvent être réarrangées pour faire apparaître des variables intensives et extensives, ce qui donne :

$$\dot{D}_{compr} = T_0 \dot{m}_{ref} (s_2 - s_{2id}) \simeq \dot{m}_{ref} (h_2 - h_{2id}) (1 - \theta_{2id-2}) \quad (5.13)$$

$$\dot{D}_{valve} = T_0 \dot{m}_{ref} (s_4 - s_{4'}) \simeq \dot{m}_{ref} (h_4 - h_{4'}) (1 - \theta_{evap}) \quad (5.14)$$

où les indices font référence à ceux de la Figure 3.7.  $T_{2id-2}$  est la température moyenne entre les états  $2id$  et  $2$  ; cette différence est due au rendement isentropique du compresseur. Sur le nouveau diagramme (Figure 5.15b), les pertes du compresseur sont directement liées au rendement isentropique du compresseur : le travail idéal du compresseur permet de revaloriser de manière idéale la chaleur à l'évaporateur tandis que le surplus, lié au rendement isentropique, est transféré sous forme de chaleur au condenseur. Au niveau de la valve d'étranglement, la pression diminue sans production de travail. Si une turbine idéale avait été installée à la place de la valve, l'enthalpie en sortie aurait été plus faible, ce qui aurait augmenté la capacité de l'évaporateur. Par conséquent, la valve d'étranglement entraîne une plus faible capacité de l'évaporateur (perte d'énergie au potentiel  $\theta_{evap}$ ) et une plus faible génération d'électricité (pertes d'énergie au potentiel de 1). Ce

choix technologique est en réalité dû à la petite taille des composants et aux conditions d'opération (fluide diphasique), ce qui entraîne un déficit non négligeable et pourrait amener à un changement de technologie.

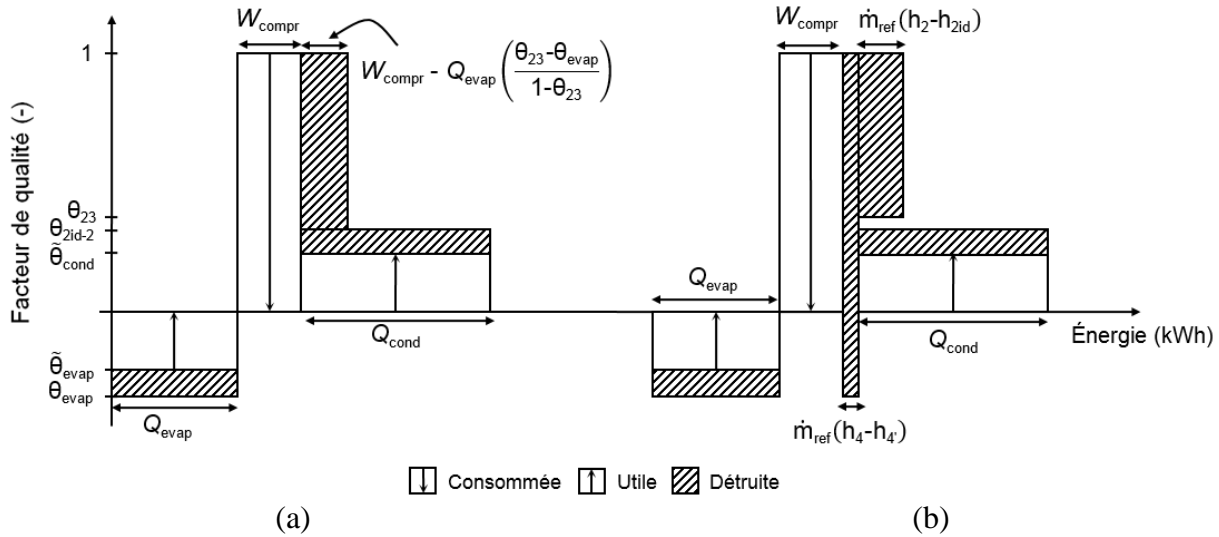


Figure 5.15 : Diagramme exergetique d'une pompe à chaleur (a) simplifié et (b) détaillé.

Finalement, le stockage d'énergie thermique peut être étudié. La chaleur entrante  $Q_{in}$  est transférée d'une source de chaleur dont la température  $T_{Q_{in}}$  est supposée constante tandis que la chaleur  $Q_{out}$  est réutilisée pour le chauffage du bâtiment (par plancher chauffant, radiateurs à eau, etc.). Ainsi, durant les périodes d'apport et de retrait d'énergie, les irréversibilités se retrouvent sous la forme de dégradation thermique de la chaleur. Les bilans d'exergie pour ces deux périodes s'écrivent comme suit :

$$Q_{in} \times \theta_{Q_{in}} = Q_{in} \times \tilde{\theta}_{st}(t_1) + [Q_{in} (\theta_{Q_{in}} - \tilde{\theta}_{st}(t_1))] \quad (5.15)$$

$$Q_{out} \times \tilde{\theta}_{st}(t_2) = Q_{out} \times \theta_{ch} + [Q_{out} (\tilde{\theta}_{st}(t_2) - \theta_{ch})] \quad (5.16)$$

où  $t_1$  et  $t_2$  correspondent à des laps de temps très courts où l'apport et le retrait de chaleur ont lieu tandis que  $\tilde{\theta}_{st}$  est le potentiel thermique du matériau de stockage évalué pour ces deux laps de temps. Ils sont déterminés avec la température entropique moyenne pour tenir compte de la

variation de celle du matériau de stockage lors de ces échanges. La dernière étape est celle de stockage (aucun apport, ni retrait) : de la chaleur est perdue vers l'environnement du réservoir à  $T_\infty$  (pertes quantitatives), ce qui provoque une diminution de la température du matériau de stockage (pertes qualitatives) et de l'énergie thermique disponible. Cette diminution peut être évitée avec l'utilisation d'un matériau à changement de phase. Toutefois, la principale difficulté pour ce type d'unité réside dans la variation temporelle : la phase d'apport (ou retrait) s'effectue sur une certaine période de temps et à mesure que de la chaleur est transférée au réservoir de stockage, ce dernier perd de l'énergie à travers son enveloppe. Ainsi, deux processus se chevauchent : l'apport et les pertes de chaleur. La période de retrait de chaleur peut également se produire en simultanée, ce qui rend le calcul des potentiels thermiques, associés à chaque étape (apport, stockage, retrait), complexe et dépendant du temps. La période d'apport d'énergie avec pertes thermiques simultanées, présentée avec l'évolution de la température en fonction du temps sur la Figure 5.16, a été illustrée avec le diagramme exergetique sur la Figure 5.17.

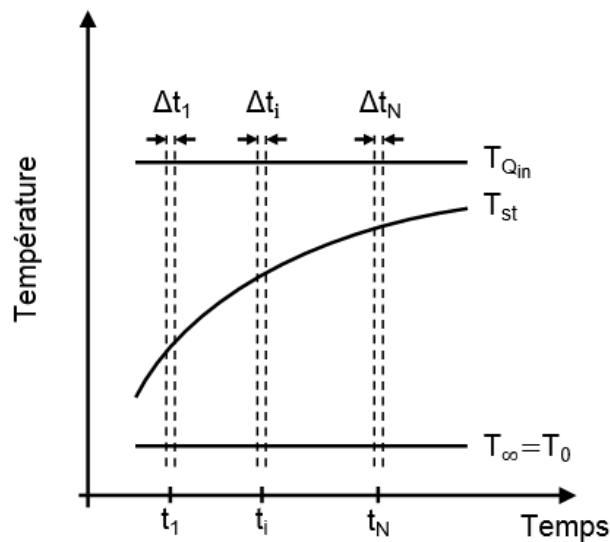


Figure 5.16 : Température du réservoir de stockage lors de l'apport de chaleur.

Pour chaque période de temps  $\Delta t_i$ , la destruction exergetique est caractérisée par la somme des pertes qualitatives de  $\Delta Q_{in}$  lors du transfert de chaleur et des pertes quantitatives  $\Delta Q_L$ . Ainsi, à mesure que la température du matériau de stockage augmente, le premier terme diminue (écart plus faible entre  $T_{st}$  et  $T_{Q_{in}}$  sur la Figure 5.16) tandis que le second augmente (écart plus impor-

tant entre  $T_{st}$  et  $T_{\infty}$  qui induit des pertes plus importantes  $\Delta Q_L$  sur la Figure 5.16). Un profil en escalier, provoqué par la variation dans le temps de  $T_{st}$ , caractérise alors les pertes qualitatives durant le transfert thermique et les pertes thermiques (qualitatives et quantitatives) du réservoir. Par conséquent, la possible superposition des phases d'apport, de stockage et/ou de pertes de chaleur rend, de manière évidente, la représentation graphique  $Q$ - $\theta$  complexe à tracer.

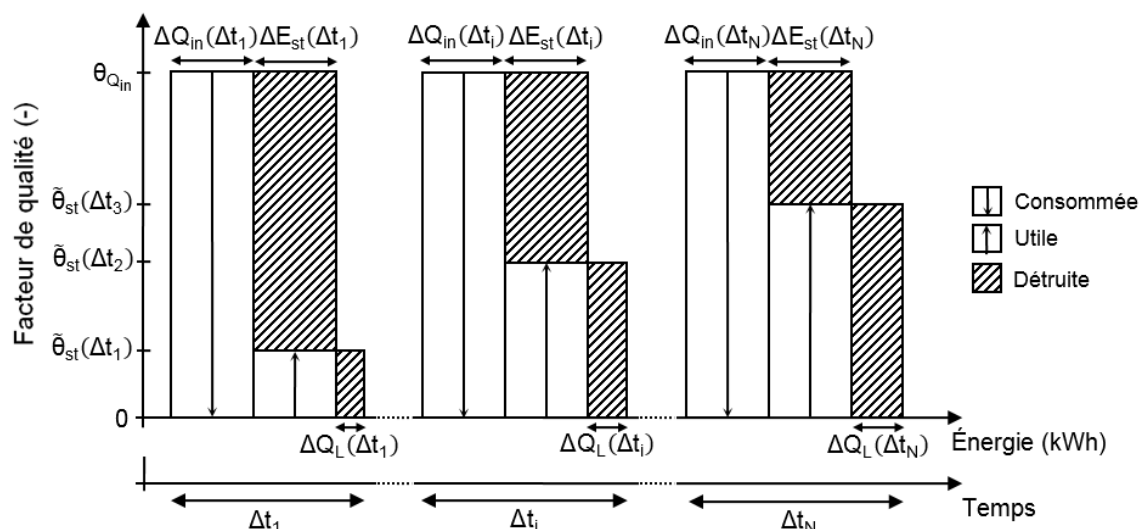


Figure 5.17 : Diagramme exergetique d'un système de stockage.

Toutefois, une version simplifiée du diagramme exergetique, et donc du bilan d'exergie, peut être tracé en se basant sur des considérations géométriques (Figure 5.18). Il est clair que le rectangle d'exergie consommée se retrouve sous la forme d'exergies utile et détruite ; la largeur et la hauteur de ces deux surfaces doivent donc être égales. Tout d'abord, le potentiel de la chaleur apportée, contribution effectuée sur un très court laps de temps, est dégradé durant le transfert thermique d'un facteur Carnot  $\theta_{Q_{in}}$  jusqu'à  $\theta_{st}(t_1)$ . À un temps  $t_2$ , la chaleur sera récupérée, sur un très court laps de temps, pour chauffer un bâtiment entraînant ainsi la diminution du potentiel thermique de  $\theta_{st}(t_2)$  à  $\theta_{ch}$ . Durant cette période de temps (accumulation, stockage et décharge thermiques), une partie de cette énergie ( $Q_L$ ) a été perdue vers l'environnement du réservoir de stockage, ce qui, ajouté à la décharge de chaleur, a abaissé le potentiel de l'énergie stockée jusqu'à  $\theta_{st}(t_2)$ . La fraction restante,  $\Delta E$ , est alors disponible, au potentiel  $\theta_{st}(t_2)$ , pour un usage futur. Finalement, la chaleur perdue à travers l'enveloppe se retrouve dans l'environnement du réservoir à un potentiel thermique  $\theta_{\infty}$ . Si cet environnement est une zone non chauffée du bâti-

ment, cette énergie n'est pas utilisable et représente une perte ; sinon, une exergie utile peut être tracée jusqu'au potentiel de l'environnement, soit  $\theta_\infty$ .

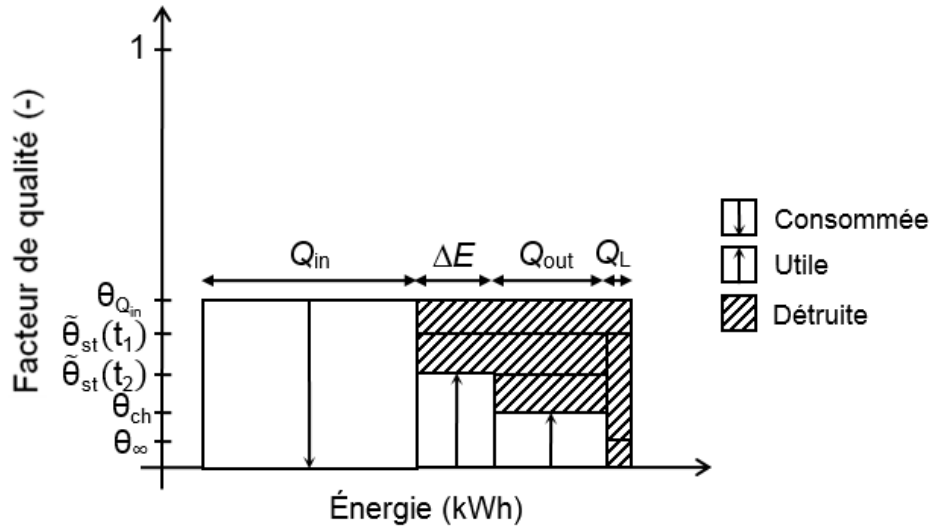


Figure 5.18 : Diagramme exergétique simplifié d'un système de stockage.

À partir de la Figure 5.18, les bilans d'énergie et d'exergie sur le réservoir de stockage peuvent alors être écrits comme suit :

$$Q_{in} = Q_{out} + Q_L + \Delta E \quad (5.17)$$

$$\begin{aligned} Q_{in} \times \theta_{Q_{in}} &= Q_{out} \times \theta_{ch} + \Delta E \times \tilde{\theta}_{st}(t_2) \\ &+ \left[ Q_{in} (\theta_{Q_{in}} - \tilde{\theta}_{st}(t_1)) \right] + \left[ Q_{out} (\tilde{\theta}_{st}(t_2) - \theta_{ch}) \right] \\ &+ \left[ (Q_{out} + \Delta E) (\tilde{\theta}_{st}(t_1) - \tilde{\theta}_{st}(t_2)) + Q_L (\tilde{\theta}_{st}(t_1) - \theta_\infty) + Q_L \theta_\infty \right] \end{aligned} \quad (5.18)$$

où les deux premiers termes entre crochets de l'Équation (5.18) correspondent à la dégradation du potentiel thermique lors des transferts thermiques (pertes externes) tandis que le dernier représente les pertes internes du réservoir de stockage. Pour améliorer les performances, le système de stockage doit être parfaitement isolé et les températures du matériau de stockage et des caloporteurs doivent être aussi proches que possible (échangeurs de taille infinie). Ainsi, le diagramme du réservoir de stockage sur la Figure 5.18 illustre et quantifie toutes les causes d'irréversibilités.

### 5.3.3 Construction du diagramme exergetique pour les systèmes intégrés

Après avoir tracé les diagrammes pour les différentes unités, ils doivent ensuite être assemblés pour former le diagramme du scénario énergétique au complet. L'exergie utile dans un système devient l'exergie consommée dans une autre unité ; les liens peuvent ainsi être faits en suivant les différents chemins. De plus, les surfaces peuvent être superposées : par exemple, pour le chauffage électrique (Figure 5.12), les deux rectangles dessinés sont équivalents à un seul rectangle, hachuré, avec une flèche descendant de 1 à  $\theta_{ch}$ . Par conséquent, ce diagramme exergetique peut contenir une grande quantité d'informations mais, afin de le garder le plus compréhensible possible, certains termes peuvent ne pas être illustrés (quantités d'énergie négligeables, niveau d'énergie intermédiaire).

Ainsi, pour la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace, la portion fournie par le réservoir d'eau chaude est supposée satisfaite totalement par le courant d'énergie renouvelable sur le diagramme tandis qu'aucune perte thermique du réservoir d'eau chaude ni consommation de pompes de circulation n'est affichée. Le fonctionnement de la boucle solaire « B » (capteurs solaires connectés directement au réservoir d'eau chaude) et la variation annuelle d'énergie dans le réservoir de glace sont également négligeables. De plus, les facteurs Carnot associés aux caloporteurs ne sont pas affichés pour éviter d'alourdir le diagramme complet.

Tout d'abord, c'est la fonte de la glace par les capteurs solaires qui a été analysée et représentée sur la Figure 5.19. Le rayonnement solaire se retrouve sous forme de chaleur sur les absorbeurs des capteurs solaires : l'énergie est dégradée de  $\psi_P$  jusqu'au potentiel thermique des capteurs solaires  $\theta_{col}$ . Cette chaleur est partiellement perdue (terme  $Q_L$ ) et le reste ( $Q_{col}$ ) est récupéré par le caloporteur à un potentiel thermique  $\tilde{\theta}_{col}$ . Elle sert au final à faire fondre la glace et elle est dégradée (perte qualitative) jusqu'à  $\theta_{stg}$ . Ces différentes étapes se traduisent par les équations suivantes et elles ont été tracées sur la gauche de la Figure 5.19 :

$$Q_{Sun}\psi_{Sun} = Q_{col}\theta_{col} + [Q_{Sun}(\psi_{Sun} - \theta_{col}) + Q_L\theta_{col}] \quad (5.19)$$

$$Q_{col}\theta_{col} = Q_{col}\tilde{\theta}_{col} + [Q_{col}(\theta_{col} - \tilde{\theta}_{col})] \quad (5.20)$$

$$Q_{col}\tilde{\theta}_{col} = Q_{col}\theta_{st,g} + [Q_{col}(\tilde{\theta}_{col} - \theta_{stg})] \quad (5.21)$$



Les diagrammes peuvent être superposés de manière à faire apparaître les exergies finales consommée (rayonnement solaire), utile (fondre la glace) et détruite. Toutefois, la fonte de la glace n'est pas l'objectif final du scénario ; elle permet simplement de faire fonctionner la pompe à chaleur qui génère de la glace à l'évaporateur. Ainsi, les exergies consommée et utile peuvent être superposées pour faire apparaître une seule exergie consommée et donc suivre le chemin de l'énergie : une partie du rayonnement solaire est consommé jusqu'au potentiel  $\theta_{stg}$  tandis que le reste est perdu à l'extérieur.

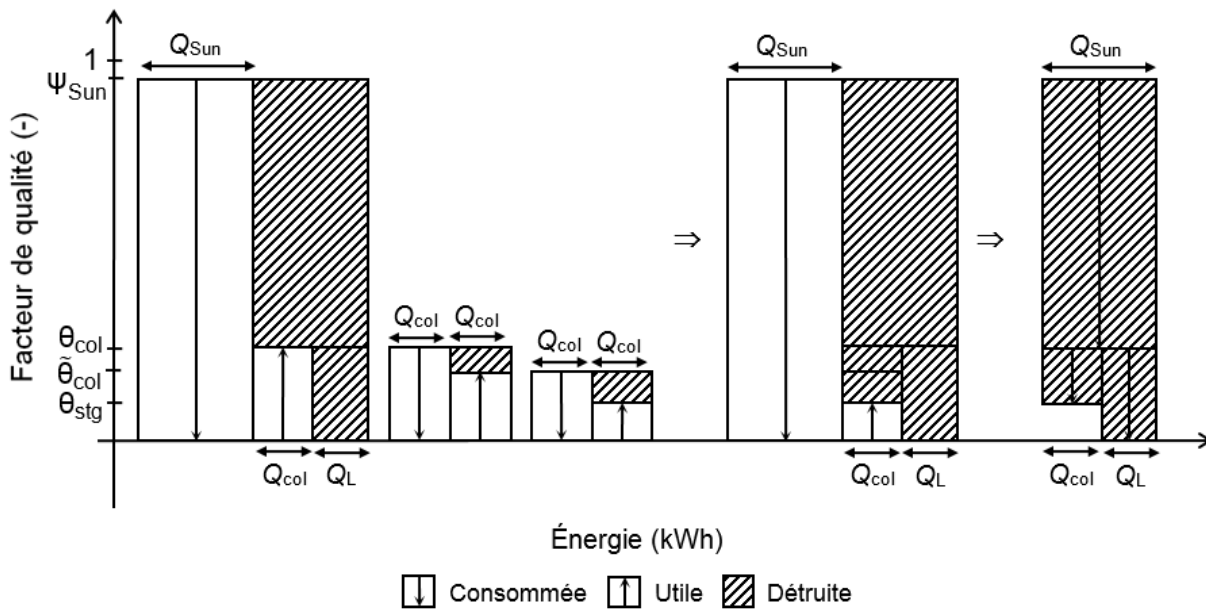


Figure 5.19 : Diagramme exergétique de la fonte de la glace avec l'énergie solaire.

Comme il a été mentionné, la fonte de la glace permet le fonctionnement de la pompe à chaleur et donc la formation de la glace ; elle a été illustrée sur la Figure 5.20. La chaleur de la glace est transférée à un caloporteur au potentiel  $\tilde{\theta}_{evap}$  qui passe à travers l'échangeur de l'évaporateur ; elle est alors dégradée pour chauffer le fluide réfrigérant à un potentiel thermique  $\theta_{evap}$ . Sur la Figure 5.20,  $\tilde{\theta}_{evap}$  et  $\theta_{evap}$  sont respectivement positif et négatif, ce qui signifie que les températures du caloporteur et du réfrigérant à l'évaporateur sont respectivement supérieure et inférieure à celle de référence. Lorsque  $\theta$  devient négatif, les flèches des exergies consommées et utiles sont inversées : la chaleur du caloporteur est consommée pour permettre le chauffage du réfrigérant à l'évaporateur. En réalité, la consommation d'exergie est une diminution du potentiel jusqu'à zéro

tandis que l'exergie utile est une augmentation du potentiel de zéro jusqu'à la valeur concernée. La formation de glace n'est pas sans effet utile : le but est de revaloriser la chaleur récupérée de l'évaporateur jusqu'au potentiel du condenseur de la pompe à chaleur. La chaleur est consommée à l'évaporateur (flèche vers le haut car  $\theta_{evap}$  est négatif) pour obtenir de la chaleur au potentiel du condenseur  $\theta_{cond}$  en consommant une quantité de travail  $W_{PaC}$ . La chaleur  $Q_{cond}$ , disponible au condenseur, est alors transférée au fluide caloporteur passant à travers l'échangeur de chaleur ; le potentiel thermique est abaissé jusqu'à  $\tilde{\theta}_{cond}$ . Les bilans d'exergie s'écrivent comme suit tandis que les diagrammes individuels peuvent, comme pour la Figure 5.19, être regroupés et assemblés :

$$Q_{col}\theta_{stg} = Q_{col}\tilde{\theta}_{evap} + [Q_{col}(\theta_{stg} - \tilde{\theta}_{evap})] \quad (5.22)$$

$$Q_{evap}\tilde{\theta}_{evap} = Q_{evap}\theta_{evap} + [Q_{evap}(\tilde{\theta}_{evap} - \theta_{evap})] \quad (5.23)$$

$$Q_{evap}\theta_{evap} + W_{PaC} = Q_{cond}\theta_{cond} + [W_{PaC}(1 - \theta_{cond}) - Q_{evap}(\theta_{cond} - \theta_{evap})] \quad (5.24)$$

$$Q_{cond}\theta_{cond} = Q_{cond}\tilde{\theta}_{cond} + [Q_{cond}(\theta_{cond} - \tilde{\theta}_{cond})] \quad (5.25)$$

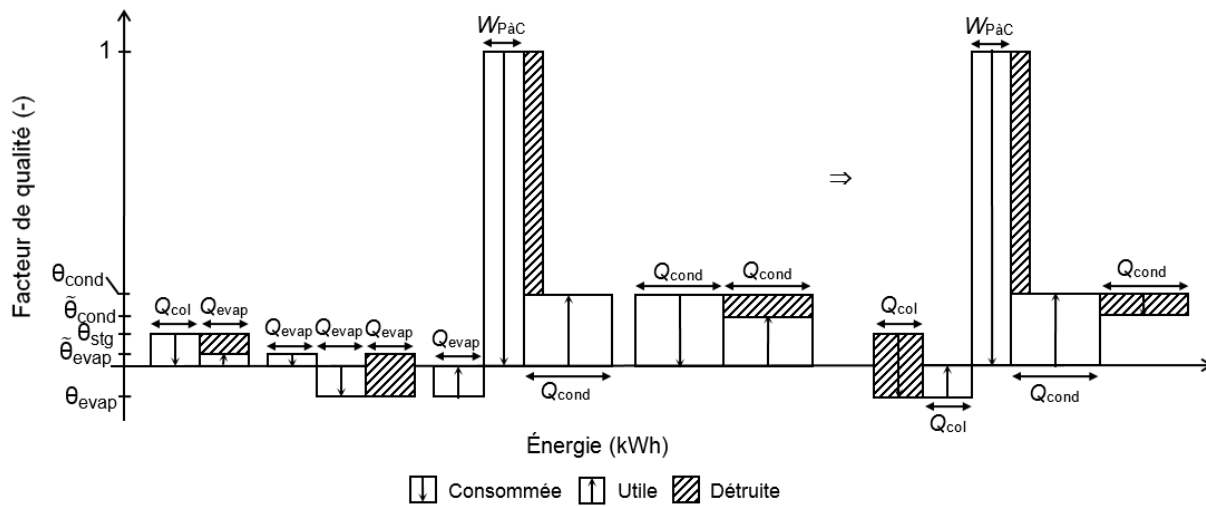


Figure 5.20 : Diagramme exergetique de la formation de la glace avec l'énergie solaire.

Les Figures 5.19 et 5.20 ont permis de présenter la construction du diagramme et d'illustrer le suivi de l'énergie (du potentiel de sa source jusqu'à son utilisation) et d'identifier les sources des

irréversibilités (énergie, facteur de qualité). Toutefois, le principal avantage de ce diagramme est de présenter séparément les courants d'énergie renouvelable (gratuits) de ceux non renouvelables (payants) ainsi que leurs pertes exergetiques associées. Cette étape dans la construction du diagramme est illustrée sur la Figure 5.21. Les courants et les pertes d'énergie étant clairement identifiées, il suffit simplement de séparer la chaleur présente au condenseur, résultant du « mélange » entre rayonnement solaire et électricité. L'usage de ces deux sources d'énergie sont ainsi représentées, de leur source jusqu'au potentiel du caloporteur traversant le condenseur.

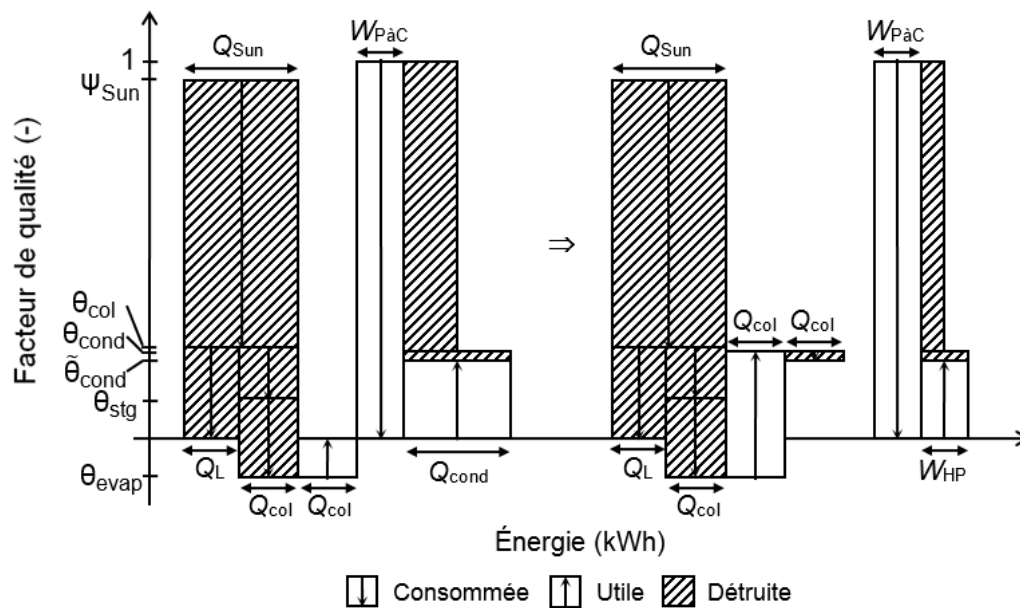


Figure 5.21 : Association des diagrammes et séparation des courants d'énergie.

La boucle solaire « A » a été illustrée sur la Figure 5.21 jusqu'au caloporteur du condenseur ; la chaleur, provenant du rayonnement solaire et de l'électricité (de la pompe à chaleur), est alors dégradée jusqu'au potentiel du réservoir d'eau chaude  $\theta_{ste}$ . Il reste alors à ajouter l'appoint électrique pour maintenir constante la température du réservoir de stockage et à tracer la distribution de chaleur dans le bâtiment (dégradation du potentiel de  $\theta_{ste}$  jusqu'à  $\theta_{ch}$ ) et le chauffage de l'eau chaude domestique (Figure 5.13). Pour ce dernier cas, la notation a été adaptée au scénario analysé : l'énergie fournie par le réservoir  $Q_{ECDst}$  correspond à  $Q_{ECD,1}$  tandis que celle fournie par le chauffe-eau électrique  $W_{ECD}$  représente  $Q_{ECD,2}$ . Les températures  $\tilde{T}_{12}$  et  $\tilde{T}_{23}$  sont remplacées respectivement par  $\tilde{T}_{ECDst}$  et  $\tilde{T}_{ECDch}$ .

De plus, le facteur Carnot  $\theta_{cond}$  ne résulte pas de dégradation thermique mais tient compte de la revalorisation de la chaleur à l'évaporateur. Sa valeur a ainsi été calculée pour représenter exactement les pertes dans le compresseur et la valve d'étranglement à l'aide de l'Équation (5.24). Par la suite, les notations  $\theta_{ste}$  et  $\theta_{stg}$  ont été remplacées par des termes plus généraux et identiques à la Figure 5.7, respectivement  $\theta_{sc}$  (stockage de chaud) et  $\theta_{sf}$  (stockage de froid). Finalement, la température du réservoir de stockage reste constante grâce à la chaleur provenant du condenseur et de l'appoint électrique ; la valeur de  $\theta_{ste}$  ne peut pas satisfaire les deux surfaces de pertes simultanément et le calcul a été effectué pour respecter la plus grande quantité d'énergie, soit  $Q_{cond}$ . Le diagramme exergétique final du scénario est tracé sur la Figure 5.22.

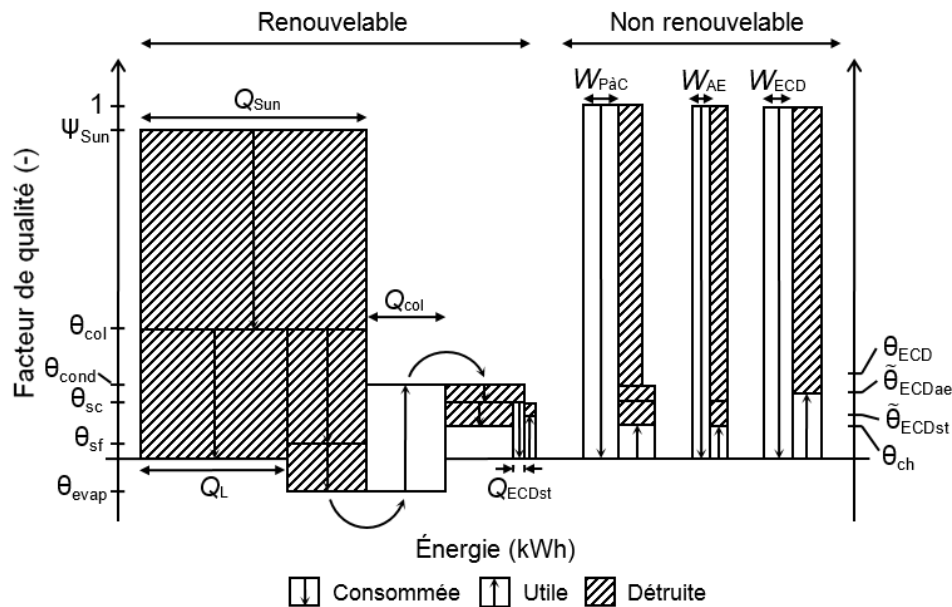


Figure 5.22 : Diagramme exergétique de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace.

Le même type d'approche peut être effectué pour le deuxième scénario : la pompe à chaleur utilisant l'air ambiant associée à des panneaux photovoltaïques. La PàC chauffe de manière directe le bâtiment et des appoints électriques servent à couvrir le reste de la demande en chauffage et à assouvir les besoins en eau chaude domestique. Les panneaux PV sont installés pour diminuer la consommation électrique de la PàC ( $W_{PaC}$ ) et des appoints électriques ( $W_{AE}, W_{ECD}$ ) : ils font fonctionner ces derniers lorsque c'est possible et se connectent au réseau électrique quand

l'électricité obtenue excède la consommation. Dans ce cas, la chaleur ( $Q_{evap}$ ) est transférée de l'air ambiant jusqu'à l'évaporateur ( $\theta_{evap}$ ) tandis que le condenseur ( $\theta_{cond}$ ) est directement connecté au bâtiment ( $\theta_{ch}$ ). L'électricité consommée par les appoints électriques est dégradée de 1 jusqu'à  $\theta_{ch}$  pour le chauffage et jusqu'à  $\theta_{ECDae}$  pour l'eau chaude domestique. Lorsque les unités PV sont ajoutées, l'électricité générée ( $W_{PV}$ ) sert à faire fonctionner les différents appareils électriques (PàC, appoints). Les irréversibilités lors de la conversion en électricité sont rattachées au courant renouvelable et elles sont équitablement réparties dans les différentes utilisations. Ainsi, la largeur (quantité d'énergie) des surfaces est réduite tandis que leur hauteur (potentiel énergétique) reste inchangée. Le diagramme exergétique est donné à la Figure 5.23.

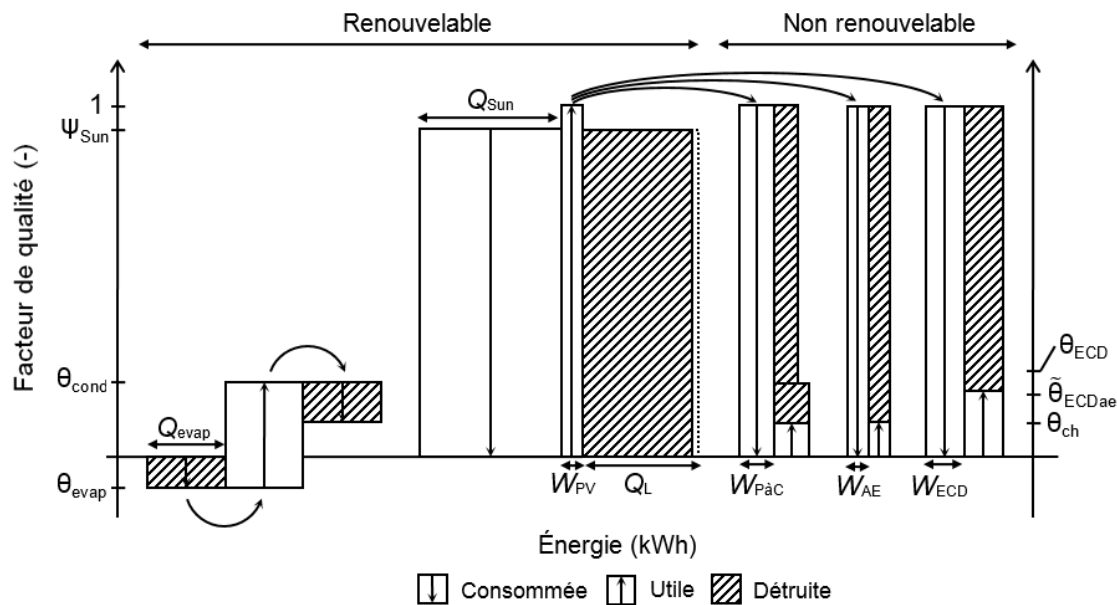


Figure 5.23 : Diagramme exergétique de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques.

Le diagramme exergétique proposée a été appliqué à plusieurs unités individuelles (appoints électriques, capteurs solaires, panneaux PV et PV/T, pompes à chaleur et réservoirs de stockage) et sa construction a été étendue aux arrangements de systèmes intégrés plus complexes, et plus particulièrement aux deux scénarios présentés au Chapitre 4. Ce type de représentation a permis de localiser et de quantifier les pertes exergétiques, comme le permet le diagramme de Grassman, mais également de cibler les causes des imperfections et de séparer les irréversibilités liées aux cou-

rants d'énergie renouvelable (gratuits) et non renouvelable (payants). L'utilité de ce diagramme pour un cas pratique est présentée à la section suivante pour clôturer ce chapitre.

### 5.3.4 Utilisation du diagramme exergetique

À partir du diagramme donné à la Figure 5.22, il apparaît clairement que l'augmentation de l'isolation des capteurs et la diminution des différences de températures (en augmentant la surface d'échange) permettrait une amélioration des performances exergetiques non négligeable. De plus, l'électricité doit, dans le cas idéal, être sauvegardée pour des applications à fort niveau énergétique. Si sa consommation est nécessaire, c'est le meilleur moyen de l'utiliser qui doit être exploré. Sachant que pour un travail donné, les irréversibilités dans la pompe à chaleur sont plus faibles que celles dans l'appoint électrique ; elle doit par conséquent être opérée en priorité. Ces différentes observations sont caractéristiques du comportement du système qui est clairement visible sur le diagramme ; ce dernier apporte d'ailleurs une description plus détaillée du scénario par rapport au diagramme de Grassman (voir la Figure 5.10). De plus, les termes d'exergie négatifs (quantité d'énergie positive, facteur Carnot négatif) prennent tout leur sens et leur utilité est clairement exposée. Par exemple, le niveau d'énergie de la glace peut être négatif pour améliorer l'efficacité des capteurs et ainsi, récupérer plus d'énergie. Cependant, une température aussi basse fait diminuer celle à l'évaporateur, ce qui affecte les performances de la pompe à chaleur. Ainsi, la récupération de chaleur est améliorée aux dépens des performances de la PàC ; un équilibre dans la répartition des surfaces (exergies consommées, utiles, détruites) peut alors être effectué de manière à déterminer les paramètres d'opération optimaux. Toutes ces informations ne sont pas présentes sur la Figure 5.10.

La destruction exergetique peut également être détaillée, si besoin, en ajoutant différents facteurs Carnot (associés aux caloporteurs par exemple). Si la pondération est utilisée, le diagramme doit être lu comme il a été construit, c'est-à-dire en analysant les quantités d'énergie et les différences de facteurs de qualité. Il est clair que chaque coefficient Carnot peut varier d'un diagramme à un autre mais c'est la différence entre deux valeurs qui caractérise exactement les destructions exergetiques. Le diagramme peut également être tracé sans la pondération pour illustrer des conditions typiques de fonctionnement. Une optimisation est alors possible pour détecter les meilleurs points de fonctionnement ; le diagramme peut servir à les présenter et les mettre en valeur. Le diagramme tracé à la Figure 5.22 a permis d'illustrer la construction du diagramme mais ne cor-

respond pas à des valeurs réelles ; le diagramme n'est donc pas à l'échelle. Deux situations ont été représentées à l'échelle : la PàC solaire avec stockage de glace (T1GW050,  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$  et  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ) sur la Figure 5.24 et le cas de référence (tout électrique) sur la Figure 5.25.

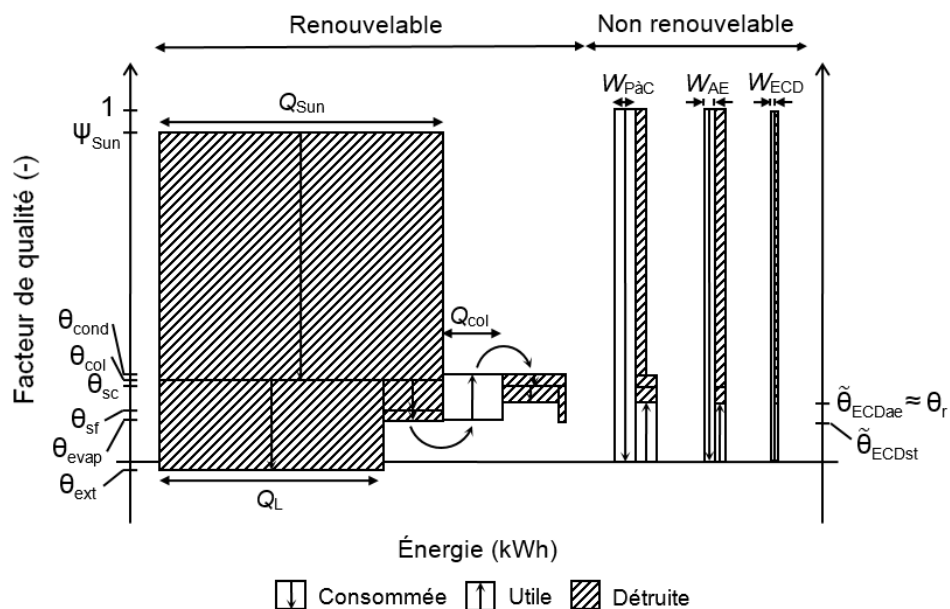


Figure 5.24 : Diagramme exergétique annuel de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace pour la pompe à chaleur T1GW050,  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$  et  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ .

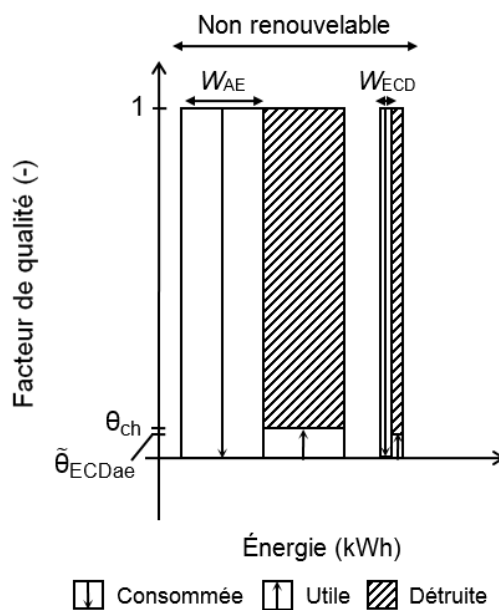


Figure 5.25 : Diagramme exergétique annuel du cas de référence (tout électrique).

Sur ces figures, les termes d'exergie utiles et consommées ne représentent pas nécessairement les valeurs exergetiques exactes (pondération avec la destruction et l'exergie utile ou consommée). Si les consommations électriques représentent correctement les exergies consommées, l'exergie de la demande énergétique sur la Figure 5.24 compte quant à elle pour 177% de la valeur exacte. De plus, le facteur de Carnot est bien différent de zéro, comme il a déjà été mentionné ; toutefois, sa valeur, de -0.0291, reste malgré tout proche de zéro. Finalement, contrairement à l'analyse exergetique, la température de référence n'influence pas les quantités d'énergie (axe des abscisses) et les valeurs correspondent exactement à celles réelles. Afin de faciliter la comparaison entre deux situations, les valeurs numériques des quantités d'énergies et facteur Carnot peuvent être listées ; elles sont fournies dans le Tableau 5.3.

Tableau 5.3 : Valeurs des énergies et facteurs Carnot des diagrammes exergetiques (cas de référence et PàC solaire avec stockage de glace avec T1GW050,  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$  et  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ).

Énergie	Valeur (kWh)		Facteur qualité	Valeur (-)	
	Réf.	T1GW050		Réf.	T1GW050
$Q_{CH}$		14 352	$\psi_{Sun}$	-	0.9354
$Q_{ECD}$		2 045	$\theta_{cond}$	-	0.2432
$Q_{Sun}$	-	50 125	$\theta_{col}$	-	0.2276
$Q_{col} \approx Q_{evap}$	-	10 431	$\theta_{sc}$	-	0.2081
$W_{PàC}$	-	3 809	$\theta_{sf}$	-	0.1404
$W_{AE}$	14 352	1 937	$\theta_{evap}$	-	0.1108
$Q_{ECDste}$	-	1 360	$\theta_{ext}$	-	-0.0291
$W_{CEE}$	2 045	684	$\theta_{ch}$	0.0924	0.1639
$W_{pompes}$	-	57	$\tilde{\theta}_{ECDst}$	-	0.1046
			$\tilde{\theta}_{ECDae}$	0.0714	0.1639



Les diagrammes à l'échelle de deux scénarios ont été tracés, ce qui a permis de comparer les deux arrangements et de mettre en relief le potentiel du diagramme exergetique par rapport à celui de Grassman. Visuellement, il est clair que la destruction d'exergie est plus importante dans le scénario de Tamasauskas et al. [51] que dans le scénario de référence. Malgré tout, si l'origine des pertes est examinée, les irréversibilités les plus importantes ont lieu dans les capteurs solaires et correspondent à la dégradation du rayonnement solaire. Si les pertes exergetiques du courant non renouvelable sont évaluées, elles représentent environ un quart des pertes obtenues pour l'unité tout électrique et seule 9% du potentiel énergétique de l'électricité est utilisé dans le dernier cas. Par conséquent, séparer les pertes exergetiques liées au courant non renouvelable des irréversibilités totales est essentiel dans l'évaluation exergetique des systèmes intégrés. Le diagramme proposé permet de les visualiser et de mieux comprendre l'opération de l'arrangement. Il peut alors être très utile pour comparer deux configurations d'un même scénario, comprendre les performances générales et analyser les causes des irréversibilités de manière détaillée.

## CHAPITRE 6    OPTIMISATION DIMENSIONNELLE D'ARRANGEMENTS SIMPLES

*Have no fear of perfection – you'll never reach it.*

Salvador Dali (1904-1989)

Les Chapitres 2 et 3 ont permis l'élaboration des modèles énergétiques et exergetiques des unités électriques et thermiques tandis que le Chapitre 5 a exposé les différents outils permettant de décrire l'ensemble des combinaisons de systèmes, de visualiser leur opération, de mieux comprendre l'utilisation de l'énergie et d'illustrer les performances, principalement les pertes exergetiques. Dans ce chapitre, ces outils vont être appliqués aux deux scénarios présentés au Chapitre 4 : *a)* la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace et *b)* la pompe à chaleur air-air associée à des panneaux photovoltaïques. L'association de différentes unités engendre une relation entre leurs tailles et un compromis dans leur fonctionnement. Pour le scénario étudié par Tamasauskas et al. [51] par exemple, abaisser la température en entrée des capteurs solaires améliore leur rendement mais diminue les performances de la PàC. L'influence des dimensions et des variables d'opération a été analysée pour chacun des arrangements et le diagramme exergetique a été appliqué pour illustrer et expliquer leurs performances. Finalement une comparaison entre les deux scénarios des points de vue énergétique, exergetique et économique a été effectuée.

### 6.1 Analyse de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace

Le scénario étudié par Tamasauskas et al. [51] a déjà été analysé dans le Chapitre 4. Les évolutions horaires de la température du stockage de glace et de la masse de glace, l'efficacité des capteurs solaires et du système au complet, la consommation électrique des différents composants et l'analyse du comportement de ce scénario ont été présentées. L'ensemble des calculs a été effectué pour des dimensions d'unités spécifiques : T1GW050 (4 Tons), une surface de capteurs solaires  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$  et un volume de réservoir de glace  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ . L'analyse de sensibilité illustrée sur la Figure 4.24 introduit l'idée d'optimisation entre les dimensions du volume de stockage et la surface des capteurs solaires ; celle-ci peut être étendue à la taille de la pompe à chaleur. De

plus, diverses contraintes (débits des boucles, température en entrée du chauffe-eau et de contrôle des boucles solaires, proportion de glace, températures limites des réservoirs) ont été appliquées et certaines sont clairement des contraintes de fonctionnement. Par exemple, les températures limites de réservoir (le réservoir d'eau chaude constant à 35°C, le stockage de glace inférieur à 12°C) et celle de contrôle des boucles (fonctionnement de la boucle solaire « A » avec  $T_{cnt}=10^{\circ}\text{C}$ ). Les gammes de valeurs des dimensions et variables d'opération sont présentées sur le Tableau 6.1.

Tableau 6.1 : Gammes de valeurs des dimensions et variables d'opération de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace.

Unité / Variable d'opération	Dimensions / Valeurs
Capteurs solaires	8.0 ; 15.9 ; 23.9 ; 31.8 ; 39.8 ; 47.8 m <sup>2</sup>
Stockage de glace	5 ; 10 ; 15 ; 20 ; 25 ; 30 ; 35 m <sup>3</sup>
Pompe à chaleur	T1GW018 ; 025 ; 040 ; 050
Réservoir d'eau chaude	0.6 m <sup>3</sup>
Température limite du stockage de glace $T_{st,g}$	5 ; 10 ; 15 ; 20°C
Température du réservoir d'eau chaude $T_{st,e}$	25 ; 30 ; 35 ; 40 ; 45°C
Température de contrôle des boucles solaires $T_{cnt}$	5 ; 10 ; 15 ; 20 ; 25 ; 30 ; 35°C

Les capteurs solaires sont rangés par ligne de 4 unités (de 1 à 7 rangées). De plus, les gammes de valeurs ne sont pas exhaustives mais elles illustrent bien les différents comportements possibles du scénario de Tamasauskas et al. [51]. À titre indicatif, plus de 20000 combinaisons sont possibles avec les valeurs données au Tableau 6.1, ce qui, en plus des 260000 arrangements de la Figure 5.2, renforce le choix de modèles simples et explicites pour estimer les performances des systèmes énergétiques.

### 6.1.1 Influence des dimensions

Les tailles du réservoir de stockage et de la pompe à chaleur ainsi que la surface de capteurs solaires constituent les principales unités qui régissent les performances du scénario énergétique. En effet, le réservoir d'eau chaude n'est pas stratifié et son volume influence seulement les pertes thermiques vers son environnement ; toutefois, son effet a été étudié par Tamasauskas et al. [51] et apparaît négligeable. De plus, les appoints électriques complètent la fraction de la demande qui n'a pas été fournie par le courant d'énergie renouvelable. Les simulations ont été effectuées avec les paramètres de Tamasauskas et al. [51], c'est-à-dire  $T_{st,g,max}=12^{\circ}\text{C}$  (limite de  $T_{st,g}$ ),  $T_{st,e,op}=35^{\circ}\text{C}$  et  $T_{cnt}=10^{\circ}\text{C}$ . Le volume du réservoir d'eau chaude est de  $0.6\text{ m}^3$ . Le rendement global du système en fonction de la surface de capteurs a été illustré sur la Figure 6.1 pour un volume de stockage ( $25\text{ m}^3$ ) et différentes pompes à chaleur (T1GW018, 025, 040 et 050). La pompe à chaleur T1GW050, de même taille que celle choisie par Tamasauskas et al. [51] (ZP38KCE), est surdimensionnée et c'est l'unité T1GW025 qui permet d'obtenir les meilleurs résultats.

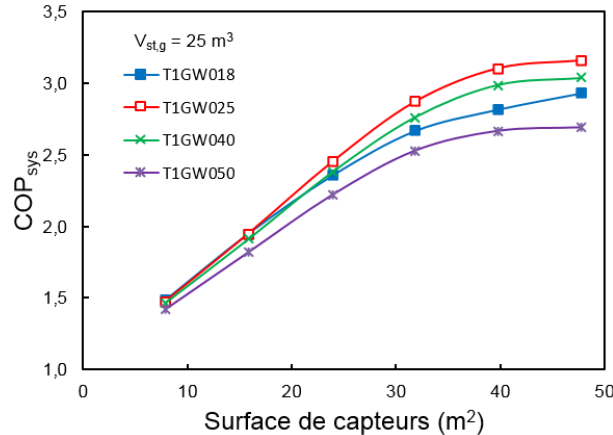


Figure 6.1 : COP<sub>sys</sub> de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la surface de capteurs pour des pompes à chaleur données et  $V_{st,g}=25\text{ m}^3$ .

Ce n'est pas exactement le cas à faible surface de capteurs ( $8.0\text{ m}^2$ ) où c'est la pompe à chaleur T1GW018 qui permet d'obtenir le meilleur  $COP_{sys}$  (1.49 par rapport à 1.48). Elle est d'ailleurs également plus performante que l'unité T1GW040 à faible surface de capteurs (jusqu'à  $15.9\text{ m}^2$ )

mais son  $COP_{sys}$  devient plus faible que celui de T1GW040 lorsque la surface augmente. De plus, l'écart entre les performances augmente à mesure que la surface croît, ce qui s'explique par la taille des pompes à chaleur et les contraintes de fonctionnement (minimum de 6 minutes). Ainsi, plus la capacité de la PàC est grande et plus son utilisation sera limitée lorsque les besoins seront faibles ; en contrepartie, la capacité complète de la PàC est rapidement atteinte pour des petites unités, ce qui illustre directement le sur- ou sous-dimensionnement de la PàC. L'écart par rapport au  $COP_{sys}$  obtenu avec la PàC T1GW025 peut atteindre jusqu'à 15%.

L'influence du volume de glace a déjà été analysée avec le compresseur ZP38KCE (voir Figure 4.24) et les résultats avec la PàC T1GW025 ont été tracés sur la Figure 6.2. Ils sont identiques à ceux obtenus avec le compresseur ; plus le volume de stockage est important et meilleures sont les performances. En effet, augmenter la capacité de stockage, pour des conditions d'opération identiques, permet de stocker plus de rayonnement solaire et offre plus de libertés de fonctionnement à la PàC. La proportion d'énergie fournie par le solaire est alors plus importante que celle fournie par les unités électriques. Le  $COP_{sys}$  peut être jusqu'à 17% plus faible que la valeur obtenue avec 35 m<sup>3</sup>. Des résultats identiques ont été obtenus avec l'analyse exergétique (destruction exergétique du courant non renouvelable) ; ils sont fournis à l'Annexe 5. Par conséquent, la diminution de la consommation électrique permet également une diminution de l'exergie détruite liée au courant d'énergie non renouvelable, ce qui caractérise une bonne utilisation de l'énergie.

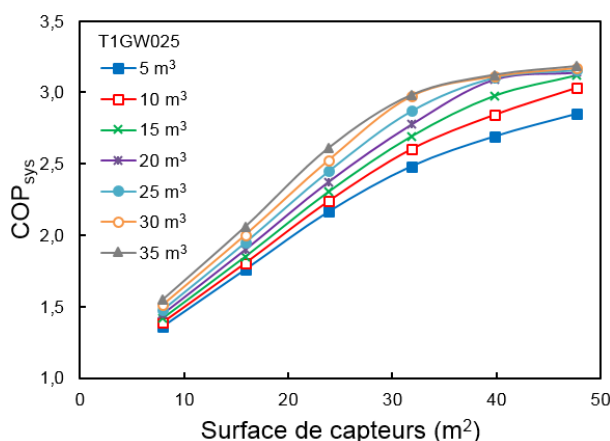


Figure 6.2 :  $COP_{sys}$  de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la surface de capteurs à des volumes de réservoir de glace donnés et la pompe à chaleur T1GW025.

L'analyse économique (analyse sur 20 ans) a également été appliquée à ce scénario énergétique et la répartition des coûts de la PàC solaire avec stockage de glace en fonction de la surface de capteurs a été illustrée sur la Figure 6.3 pour la PàC T1GW025 et un volume de glace de 25 m<sup>3</sup>. Évidemment, le coût de l'équipement croît lorsque la surface de capteurs augmente et atteint jusqu'à 80% du coût total (à partir de 39.8 m<sup>2</sup> de capteurs). De plus, un minimum économique est atteint pour une surface de 23.9 m<sup>2</sup>, ce qui représente un compromis entre investissement et économies d'énergie.

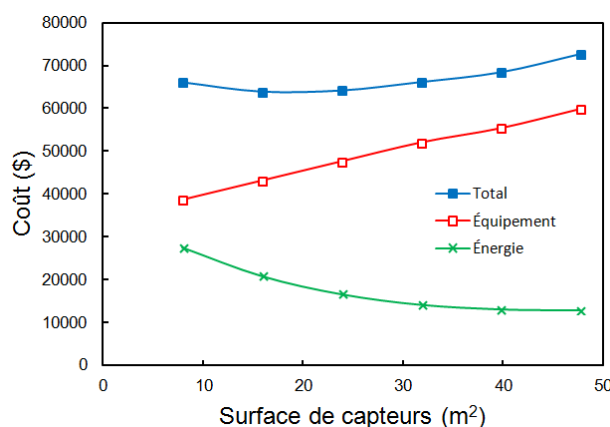


Figure 6.3 : Répartition des coûts de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la surface de capteurs (T1GW025,  $V_{st,g}=25$  m<sup>3</sup>).

Ces différentes figures indiquent clairement que plus grandes sont les dimensions des unités associées à la récupération d'énergie solaire (capteurs solaires, stockage de glace) et meilleures sont les performances. Malgré tout, le choix de la taille de pompe à chaleur semble lié aux dimensions du stockage de glace et des capteurs et il est clair qu'à des surfaces de capteurs plus faibles (entre 0 et 10 m<sup>2</sup> sans forcément respecter l'installation des unités quatre par quatre), ce n'est pas forcément la PàC T1GW025 mais plutôt T1GW018 qui aurait permis le meilleur  $COP_{sys}$ . Ces résultats ont été tracés pour des cas précis de dimensions d'unités (volume de glace de 25 m<sup>3</sup> pour la Figure 6.1, T1GW025 pour la Figure 6.2) mais ils sont typiques, que ce soit pour les dimensions ou les variables d'opération, du comportement des autres dimensions de ces unités.

### 6.1.2 Influence des variables d'opération

Le choix des dimensions est également lié à celui des variables d'opération qui peuvent influencer le résultat global. Elles permettent de favoriser l'utilisation d'une ou plusieurs unités au détriment d'autres. Comme il a déjà été mentionné, la température du stockage de glace (limité à  $12^{\circ}\text{C}$ ) permet de garder une efficacité importante des capteurs solaires mais provoque une diminution des performances des pompes à chaleur. Augmenter la valeur limite revient à fonctionner, d'une manière globale, à plus haute température et ainsi favoriser les performances de la pompe à chaleur au détriment des capteurs solaires. De plus, l'accroître permet également une plus grande capacité de stockage du réservoir de glace. En ce qui concerne la température du réservoir d'eau chaude, opérer à une valeur plus élevée diminue l'efficacité des capteurs (boucle solaire « B ») et de la PàC et augmente les pertes du réservoir ; en contrepartie, elle permet de diminuer la fraction de l'eau chaude domestique qui est couverte par le chauffe-eau électrique. Finalement, la température de contrôle des boucles solaires agit directement sur leur fonctionnement ; ainsi, une faible valeur favorisera la boucle solaire « A » (basée sur le stockage de glace) et une valeur plus élevée encouragera le fonctionnement de la boucle solaire « B ». L'influence de la température de contrôle a tout d'abord été évaluée et illustrée sur la Figure 6.4.

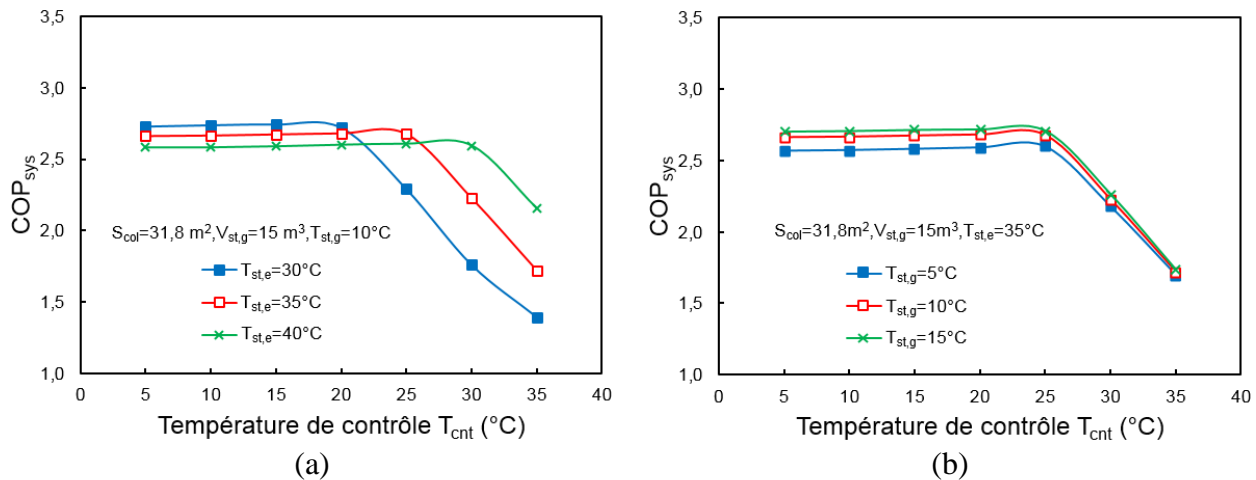


Figure 6.4 : COP<sub>sys</sub> de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la température de contrôle  $T_{cnt}$  : (a) à température  $T_{st,e}$  données et  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ ,  $V_{st,g}=15 \text{ m}^3$ ,  $T_{st,g}=10^{\circ}\text{C}$  et (b) à température  $T_{st,g}$  données et  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ ,  $V_{st,g}=15 \text{ m}^3$ ,  $T_{st,e}=35^{\circ}\text{C}$ .

À température donnée des réservoirs (eau chaude, glace), le  $COP_{sys}$  reste constant à faible température de contrôle et tend à chuter lorsqu'elle augmente. Cette diminution réfère à l'opération de la boucle solaire « B » qui ne semble pas en mesure d'assurer entièrement la demande en chauffage et augmente, par conséquent, la fraction des appoints électriques. Toutefois, cet effet peut être retardé en augmentant la température du réservoir d'eau chaude, ce qui revient à forcer l'opération de la boucle « A » (Équation 4.7). La chute du  $COP_{sys}$  à 30°C sur la Figure 6.4a entraîne une différence de plus de 30% par rapport à la valeur obtenue à 40°C pour  $T_{cnt} = 30^\circ\text{C}$ .

Les comportements des deux autres paramètres sont fournis sur la Figure 6.5 (température du réservoir d'eau chaude) et la Figure 6.6 (température du stockage de glace). Contrairement à celle de contrôle, les différences sont minimes et les meilleures performances sont obtenues à plus haute valeur limite du stockage de glace et plus faible température de réservoir d'eau chaude.

Les meilleures performances obtenues à plus haute température limite du stockage de glace ouvre la possibilité d'utiliser le stockage de glace en chauffage direct du bâtiment, en plus d'être la source de l'évaporateur de la pompe à chaleur. Il est clair que le choix d'une valeur dépend des autres et influence de manière non négligeable les performances générales du scénario énergétique. La sélection des valeurs a un impact aussi important que celles des dimensions, ce qui rajoute plusieurs degrés de liberté au problème d'optimisation et rend le problème encore plus complexe.

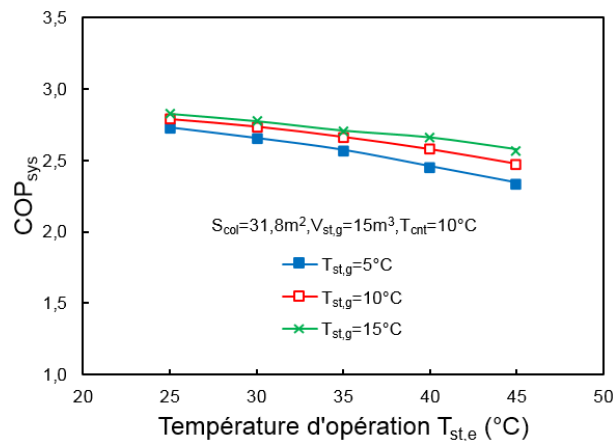


Figure 6.5 :  $COP_{sys}$  de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la température d'opération  $T_{st,e}$  à température  $T_{st,g}$  données et  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ ,  $V_{st,g}=15 \text{ m}^3$ ,  $T_{cnt}=10^\circ\text{C}$ .



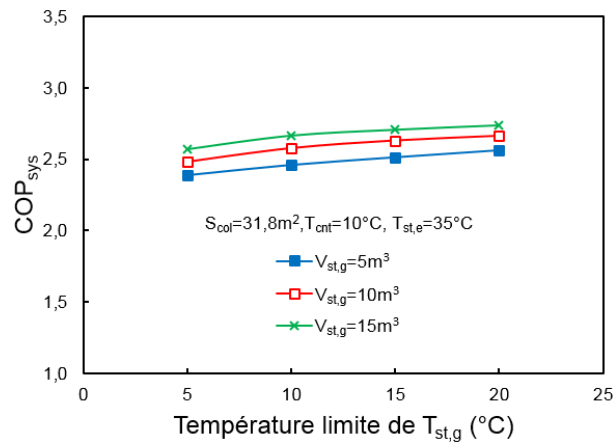


Figure 6.6 :  $COP_{sys}$  de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la température limite de  $T_{st,g}$  à volume  $V_{st,g}$  données et  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ ,  $T_{cnt}=10^\circ\text{C}$ ,  $T_{st,e}=35^\circ\text{C}$ .

Une fois les paramètres influençant les performances de la PàC solaire analysés, c'est au tour de variables de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques d'être étudiés.

## 6.2 Analyse d'une pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques

Le deuxième scénario étudié est la PàC utilisant l'air ambiant associée à des panneaux PV. Contrairement au scénario de Tamasauskas et al. [51], une seule condition de fonctionnement est notable (limite de fonctionnement de la PàC) et elle correspond à une limite technique. De plus, les performances des unités sont indépendantes l'une de l'autre et seules les dimensions interviennent dans l'optimisation de l'arrangement de système. Les gammes de valeurs des dimensions et variables d'opérations sont présentées sur le Tableau 6.2 tandis que le fonctionnement détaillé est fourni à l'Annexe 4.

Contrairement au scénario énergétique de la PàC avec stockage de glace où le choix de la pompe à chaleur dépend des capteurs solaires, la PàC est installée en parallèle des panneaux PV et c'est l'unité 4WCY030 qui permet d'obtenir les meilleurs résultats. L'ajout de panneaux PV permet de diminuer drastiquement la consommation électrique, ce qui amène le  $COP_{sys}$  à augmenter de manière importante avec la surface de panneaux installés. Comme pour la PàC solaire avec stockage de glace, l'allure générale entre consommation électrique totale et destruction exergetique du courant non renouvelable est identique (voir Annexe 5).

Tableau 6.2 : Gammes de valeurs des dimensions et variables d'opération de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques.

Unité	Dimensions
Pompe à chaleur	4WCY4024 ; 030 ; 036 ; 042 ; 048 ; 060
Panneaux photovoltaïques	0 ; 5.6 ; 11.3 ; 16.9 ; 22.6 ; 28.2 ; 33.9 ; 39.5 m <sup>2</sup>

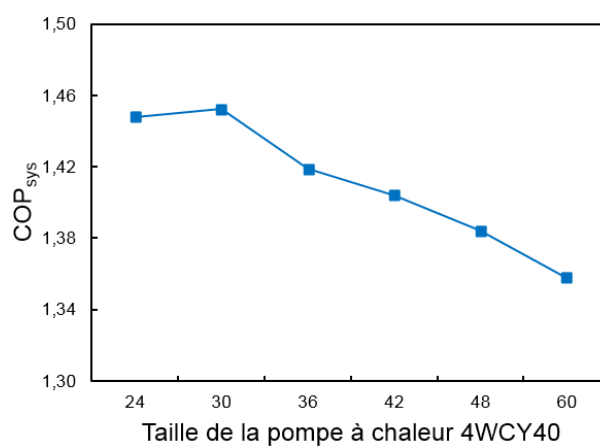


Figure 6.7 : COP<sub>sys</sub> de la pompe à chaleur air-air en fonction de la taille de pompes à chaleur utilisée.

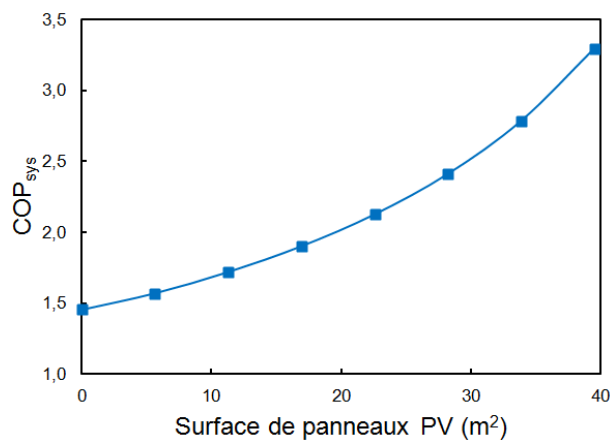


Figure 6.8 : COP<sub>sys</sub> de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques en fonction de surface des panneaux (4WCY4030).

Finalement, la répartition des coûts (analyse sur 20 ans) entre énergie et équipement du deuxième scénario a été représentée sur la Figure 6.9. De la même manière que pour la première situation, l'installation de panneaux photovoltaïques augmente la proportion du coût de l'équipement par rapport au coût total. Toutefois, ce scénario énergétique et les données économiques utilisées aboutissent à une valeur quasi-constante (légère diminution) du coût du scénario (variation de 1250 \$ sur les 37000 \$ du scénario) : les gains liés à la conversion du rayonnement solaire en électricité contrebalancent presque exactement l'investissement dans l'équipement.

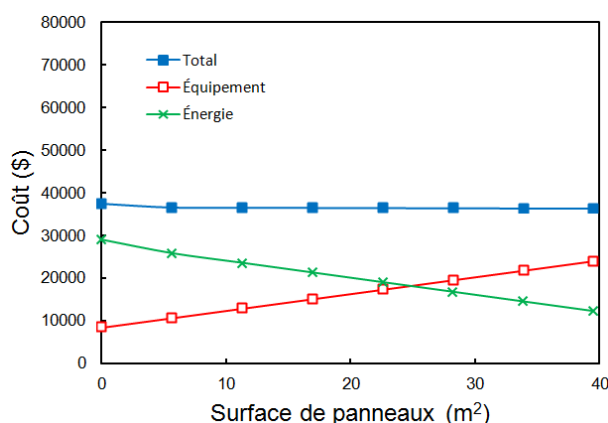


Figure 6.9 : Répartition des coûts de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques en fonction de surface des panneaux (4WCY4030).

Les deux scénarios décrits au Chapitre 4 ont été analysés plus en détails dans ces deux premières sections. Plus particulièrement, l'influence des dimensions de l'équipement et des variables d'opération pour chaque situation a été présentée. Les résultats obtenus pour les deux arrangements de systèmes seront, dans la section suivante, comparés d'un point de vue énergétique, exergetique et économique.

### 6.3 Comparaison des deux scénarios

L'influence des dimensions d'unités et des variables d'opération sur le rendement global du système a été analysée pour les deux scénarios. Les aspects énergétiques et économiques ont été détaillés et les résultats exergetiques ont été mentionnés. À des fins d'évaluation, plusieurs critères peuvent être choisis pour estimer les performances énergétiques, exergetiques et écono-

miques. L'efficacité, qu'elle soit énergétique ou exergétique, est généralement utilisée car elle permet de comparer des arrangements différents soumis à des demandes différentes. Ces rendements font intervenir les énergie et exergie utiles, soit celles reliées à la demande en chauffage et en eau chaude domestique, et les énergie et exergie consommées, ce qui correspond dans les deux cas à la consommation électrique totale. Pour une demande donnée, il est clair que les deux rendements fournissent la même information, c'est-à-dire la consommation énergétique totale. Par conséquent, l'efficacité exergétique n'apparaît pas comme la meilleure variable de l'évaluation exergétique car elle ne permet pas de quantifier le bon usage de l'énergie. Comme pour les diagrammes séparant courants d'énergie renouvelable et non renouvelable, le bon usage de l'énergie peut être observé à partir de l'étude de la destruction exergétique liée au courant non renouvelable. Elle permet de séparer la partie gratuite (rayonnement solaire, etc.) de celle réellement payée par l'utilisateur (électricité) et également de suivre le chemin de l'énergie à partir de son meilleur potentiel énergétique (soit 1 pour le travail électrique) jusqu'à son potentiel d'utilisation. En plus du coût total ( $C_T$ ) sur 20 ans du scénario étudié aux Sections 6.1 et 6.2, la consommation électrique totale ( $W_{tot}$ ) et la destruction exergétique totale du courant non renouvelable ( $D_{non-ren}$ ) sont les deux indicateurs des performances énergétiques et exergétiques retenus pour comparer les scénarios. Ils sont bien évidemment dépendants des besoins et une pondération respectivement par rapport à l'énergie ou l'exergie de la demande est alors possible. Elles sont respectivement égales à 16397 kWh/an et 1473 kWh/an. Concernant l'aspect économique, une pondération par rapport au coût d'un scénario de référence (tout électrique par exemple) est également envisageable ; il est estimé, à l'aide de l'Annexe 1, à 43718 \$.

### 6.3.1 Analyse exergo-économique

Les trois indicateurs ( $W_{tot}$ ,  $D_{non-ren}$  et  $C_T$ ) ont été tracés sur la Figure 6.10 pour le scénario de la PàC solaire avec stockage de glace (volume de glace de 25 m<sup>3</sup>, unité T1GW025) et sur la Figure 6.11 pour la PàC air-air (4WCY030) avec des panneaux PV.

Comme il a déjà été mentionné, l'électricité est bien utilisée pour ces deux scénarios, ce qui se reflète par la même évolution de la consommation électrique et des pertes exergétiques. La fraction solaire, définie comme suit :  $1 - W_{tot}/(Q_{chauffage} + Q_{eau-chaude})$ , est quasi-identique dans les deux cas et varie de 28 à 70%. Toutefois, l'usage de l'énergie solaire est différent. Dans le premier cas, l'augmentation de la surface de capteurs permet d'accroître la fraction solaire du

système qui sert à maintenir le réservoir d'eau chaude à température constante. La part de chauffage du réservoir par l'énergie solaire est alors plus importante par rapport à celle de l'électricité. Malgré tout, la consommation électrique et la destruction exergétique se stabilisent à grande surface de capteurs, ce qui reflète une limitation de la partie solaire de la configuration due aux conditions et paramètres de fonctionnement (volume du stockage de glace, temps de fonctionnement de la PàC, etc.) et donc, des performances.

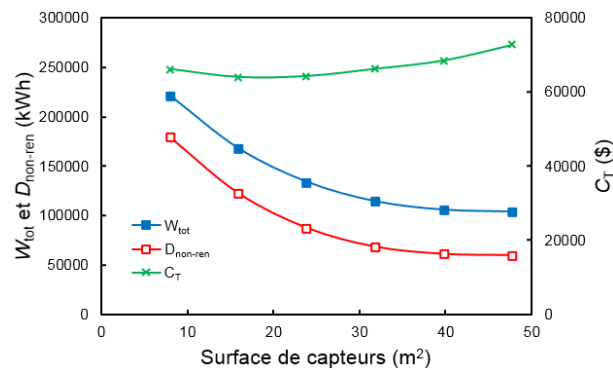


Figure 6.10 :  $W_{tot}$ ,  $D_{non-ren}$  et  $C_T$  de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la surface de capteurs ( $T1GW025$ ,  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ).

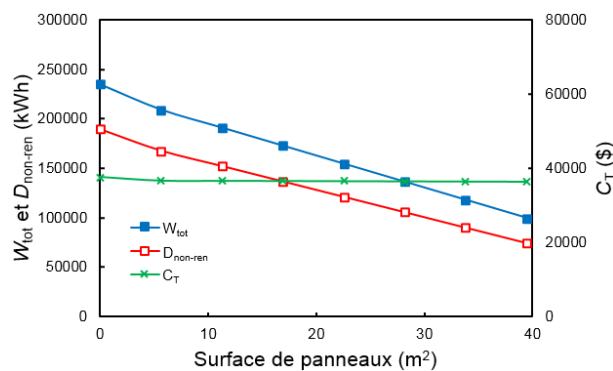


Figure 6.11 :  $W_{tot}$ ,  $D_{non-ren}$  et  $C_T$  de la pompe à chaleur air-air avec des panneaux photovoltaïques en fonction de la surface de panneaux (4WCY030).

En ce qui concerne la PàC air-air avec modules PV, l'ajout de panneaux amène la consommation électrique totale à décroître et influence directement la fraction électrique du scénario énergé-

tique. Mise à part la pompe à chaleur air-air, dont l'utilisation est restreinte à des conditions environnementales limitées, l'arrangement de systèmes se base seulement sur des unités électriques et dégrade par conséquent la haute qualité de l'électricité à des applications de faible niveau énergétique. Toutefois, les irréversibilités sont limitées en diminuant les quantités d'énergie mises en jeu. Contrairement au premier scénario, augmenter la surface de panneaux PV diminue linéairement  $W_{tot}$  et  $D_{non-ren}$ .

Les comportements économiques des deux scénarios sont différents : un minimum économique est obtenu pour 15.9 m<sup>2</sup> de capteurs solaires installés dans le premier cas tandis qu'une valeur quasi-constante est obtenue pour le second ; il est clair que pour ce dernier cas de figure, installer le plus de panneaux PV permet de diminuer à la fois la consommation électrique et la destruction exergétique du courant non renouvelable sans pour autant dépenser davantage. D'un autre côté, pour le scénario de Tamasauskas et al. [51], une optimisation économique aboutit à l'installation de 15.9 m<sup>2</sup> de capteurs solaires. Toutefois, une augmentation du coût du scénario de 7% permet de diminuer drastiquement la consommation électrique et des pertes exergétiques, respectivement de 37% et 50%. D'un point de vue économique, il est clair que le scénario de Tamasauskas et al. [51] est plus cher (au minimum, 180% du prix du scénario de la PàC air-air avec panneaux PV), ce qui est principalement dû au coût élevé du réservoir de stockage (voir Annexe 5). En effet, cette technologie est encore peu répandue mais le rôle essentiel des réservoirs de stockage dans la gestion de l'énergie pourrait permettre de diminuer le coût de ce type d'équipement de la même manière que le prix du solaire photovoltaïque a chuté de 10.70 \$/W en 2000 à 1.15 \$/W en 2012 [181]. Par conséquent, l'analyse simultanée des aspects énergétique, exergétique et économique est essentiel pour évaluer un scénario et ces concepts doivent être intégrés dans le choix de la fonction objectif des procédures d'optimisation.

Rosen et Dincer [93-94] ont introduit le rapport  $R$  des pertes thermodynamiques et du coût en capital, et l'ont appliqué aux concepts énergétique ( $R_{en}$ ) et exergétique ( $R_{ex}$ ). Il permet d'afficher clairement le lien entre les aspects énergétique et économique, et exergétique et économique, ensemble. Basés sur cette définition, trois nouveaux paramètres peuvent être introduits :

$$R_{en/ec} = \frac{W_{tot}}{C_T} \quad (6.1)$$

$$R_{ex/ec} = \frac{D_{non-ren}}{C_T} \quad (6.2)$$

$$R_{ex/en} = \frac{D_{non-ren}}{W_{tot}} \quad (6.3)$$

Ils ont été respectivement tracés sur les Figures 6.12 à 6.14 pour trois scénarios énergétiques : I) le cas de référence (tout électrique), II) la PàC air-air (4WCY030) avec panneaux PV (de 0 à 39.5 m<sup>2</sup>) et III) la PàC (T1GW025) solaire (de 8.0 à 47.8 m<sup>2</sup>) avec stockage de glace (25 m<sup>3</sup>). Tout d'abord, le cas de référence sert de repère aux autres scénarios : il génère la plus forte consommation électrique et la destruction exergétique la plus importante du courant non renouvelable ; toutefois, c'est une solution avantageuse économiquement. Le deuxième cas d'étude correspond à la PàC air-air avec panneaux PV ; augmenter le nombre de panneaux permet de diminuer linéairement la consommation électrique (Figure 6.12) et la destruction exergétique (Figure 6.13) tout en évitant une augmentation du coût total. Finalement, le dernier cas étudié concerne la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace qui présente un minimum économique provenant de l'équilibre entre investissement (réservoir de stockage et capteurs solaires, principalement) et économies d'énergie.

Deux comportements sont ainsi observés ; le premier est une relation linéaire entre le coût et la destruction exergétique (ou consommation électrique) tandis que le deuxième correspond à une fonction de type second ordre présentant un minimum économique. Plusieurs conclusions peuvent en être tirées. Tout d'abord, le scénario avec le stockage de glace et les capteurs solaires présente des limites. À partir de 31.8 m<sup>2</sup> de capteurs, faire l'effort financier pour ajouter des capteurs n'est pas rentable énergétiquement et apporte peu d'améliorations quant à la diminution de la destruction exergétique. Par ailleurs, les panneaux photovoltaïques sont indépendants des unités de chauffage et leur usage sert à diminuer la destruction exergétique sans limitation ; installer des panneaux sur une surface de 73.4 m<sup>2</sup> permet d'avoir plus d'électricité annuellement que celle requise pour répondre à la demande. C'est la Figure 6.14 qui informe sur la bonne utilisation de l'énergie où les gains énergétiques et exergétiques sont affichés. Plus la pente est importante et meilleure est l'utilisation de l'énergie (gains exergétiques plus importants que ceux énergétiques).

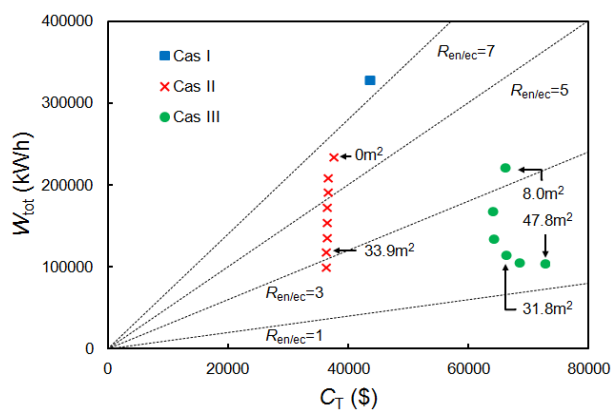


Figure 6.12 :  $W_{\text{tot}}$  vs  $C_T$  pour les cas d'études I à IV.

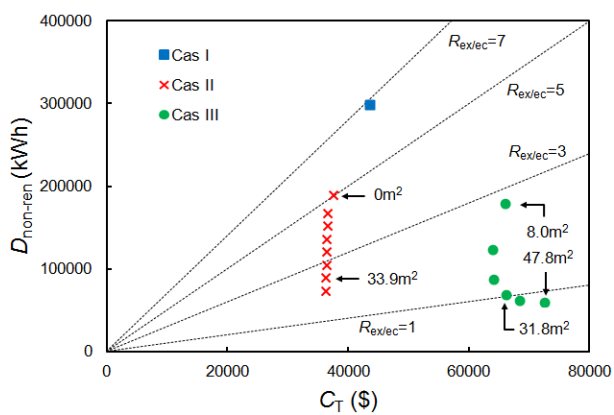


Figure 6.13 :  $D_{\text{non-ren}}$  vs  $C_T$  pour les cas d'études I à IV.

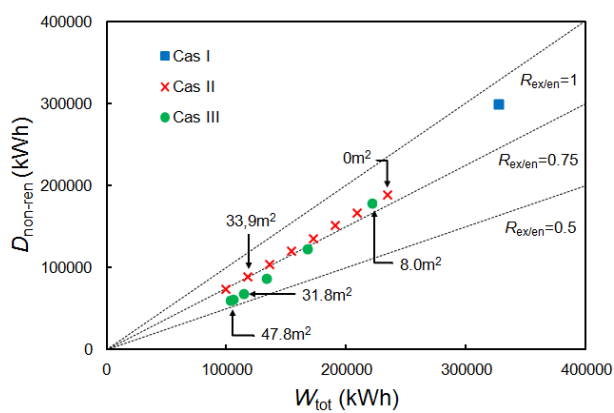


Figure 6.14 :  $D_{\text{non-ren}}$  vs  $W_{\text{tot}}$  pour les cas d'études I à IV.



Ainsi, le scénario de Tamasauskas et al. [51] semble faire meilleur usage de l'électricité (pente plus importante) par rapport à la PàC air-air avec modules PV mais les gains stagnent avec l'investissement et l'écart entre deux points devient de plus en plus petit. D'un autre côté, le cas III peut être rendu plus performant aisément en augmentant la surface de panneaux, il représente ainsi la solution la plus prometteuse en terme de potentiel d'amélioration. Il est intéressant de noter que les résultats sont identiques, que ce soit d'un point de vue énergétique ou exergetique. La raison est simple : il n'y a aucune conversion simultanée en électricité et en chaleur dans une même unité. L'ajout de modules photovoltaïques/thermiques, par exemple, pourrait amener à des conclusions différentes : la différence entre les deux analyses a d'ailleurs été illustrée sur les Figures 3.4 et 3.5.

Il est clair que l'analyse des rapports  $R$  présentés à la Figure 1.13 est valable pour évaluer le compromis, représenté par le système réel, entre l'absence d'unité et le cas idéal. La PàC solaire avec stockage de glace représente bien ce comportement où l'augmentation de la surface de capteurs permet une chute drastique de  $W_{tot}$  et de  $D_{non-ren}$  avant de stagner. Toutefois, il n'est pas caractéristique de l'ensemble des unités où, par exemple, l'ajout de modules PV à la PàC air-air n'augmente pas le coût total du scénario : installer le plus de modules PV est alors rentable à tout point de vue. De plus, considérer les pertes exergetiques totales (définition de Rosen et Dincer [93-94]) est acceptable si les flux d'énergie et exergie entrants sont constants (même surface de capteurs ou panneaux par exemple) ; cependant, c'est la répartition des irréversibilités entre énergie gratuite et payante qui est essentielle à évaluer.

L'optimisation mathématique des scénarios requiert la définition d'une fonction « objectif » qui repose sur le compromis entre deux paramètres. Si les trois résultats précédents (consommation électrique, destruction exergetique et coût total) aboutissent à des conclusions différentes, seuls deux paramètres sont évalués et se doivent d'être représentatifs des performances globales. Le coût et la destruction exergetique doivent alors être choisis afin de tenir compte d'un côté des limites dimensionnelles et de la faisabilité économique du projet et de l'autre de la bonne utilisation de l'énergie qui inclut également l'aspect quantitatif de l'énergie. Si une expression mathématique est nécessaire pour exprimer la fonction « objectif », elle doit donner le même poids aux gains économiques et exergetiques. Pour ce faire, une pondération des valeurs par rapport à celles du cas de référence est possible. La fonction « objectif » peut alors être définie comme suit :

$$Obj = \frac{C_T}{C_{T,ref}} + \frac{D_{non-ren}}{D_{non-ren,ref}} \quad (6.4)$$

où  $C_{T,ref}$  et  $D_{non-ren,ref}$  sont respectivement le coût total et la destruction exergétique du courant non renouvelable du scénario de référence (tout électrique, ici). La minimisation de la fonction « objectif » aboutit à la configuration avec 31.8 m<sup>2</sup> de capteurs solaires pour le scénario de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace et à celle avec 47.8 m<sup>2</sup> de panneaux PV pour le cas II. Les résultats sont bien en accord avec la Figure 6.13. Les causes de ces comportements sont analysées dans la section suivante à l'aide du diagramme exergétique.

### 6.3.2 Illustration des performances avec le diagramme exergétique

Les résultats de l'analyse exergo-économique concernant les deux scénarios précédents, PàC solaire avec stockage de glace et PàC air-air avec PV, découlent de l'interaction des unités et du compromis entre leurs comportements ; ils ne peuvent pas être prédits sans une analyse approfondie du scénario énergétique. Toutefois, ils peuvent être illustrés et justifiés par le tracé du diagramme exergétique présenté à la Section 5.3. Ces diagrammes ont été dessinés pour plusieurs situations dans le but d'illustrer les performances du système. Les Tableaux 6.3 et 6.4 résument les différentes valeurs utilisées pour tracer les diagrammes et aideront la lecture de ces derniers. Les comportements horaires de la température et de la masse de glace sont fournis à l'Annexe 5. La même échelle a été employée pour les différentes figures présentées.

Le scénario illustré à la Figure 6.15 correspond à la PàC solaire avec stockage de glace obtenu avec la PàC T1GW025 et une surface de 31.8 m<sup>2</sup> de capteurs solaires ; il est similaire à la Figure 5.24 et seule la PàC est différente. Cette configuration réfère au compromis entre coût total et performances du système. À partir de la Figure 6.15, 22% de l'énergie solaire est utilisée pour faire fondre la glace, ce qui permet d'obtenir une faible consommation des appoints électriques et un rendement de la PàC assez élevé ( $COP_{PàC}=3.8$ ). De plus, il est clair que l'électricité dans la PàC est moins dégradée que dans les appoints électriques grâce à la réévaluation de la capacité de l'évaporateur jusqu'au potentiel du condenseur ; la largeur du rectangle de cette irréversibilité correspond à environ la moitié (49%) de celle du compresseur.

Tableau 6.3 : Valeurs des énergies et facteurs Carnot des diagrammes (PàC solaire avec stockage de glace, T1GW025,  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ,  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$  et PàC air-air 4WCY030,  $S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$ ).

Énergie	Valeur (kWh)		Facteur qualité	Valeur (-)	
	$S_{col}=31.8 \text{ m}^2$	$S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$		$S_{col}=31.8 \text{ m}^2$	$S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$
$Q_{CH}$	14 352		$\psi_{Sun}$	0.9354	
$Q_{ECD}$	2 045		$\theta_{cond}$	0.2398	0.1780
$Q_{Sun}$	50 125	53 302	$\theta_{col}$	0.2246	-
$Q_{col} \approx Q_{evap}$	11 209	5 030	$\theta_{sc}$	0.2046	-
$W_{PàC}$	4011	2 512	$\theta_{sf}$	0.1362	-
$W_{AE}$	958	6 810	$\theta_{evap}$	0.1064	-0.0373
$Q_{ECDste}$	1 360	-	$\theta_{ext}$	-0.0314	-
$W_{CEE}$	684	2 045	$\theta_{ch}$	0.1605	0.0770
$W_{pompes}$	60	-	$\tilde{\theta}_{ECDst}$	0.1046	-
$W_{PV}$	-	5 477	$\tilde{\theta}_{ECDae}$	0.1604	0.0715

Tableau 6.4 : Valeurs des énergies et facteurs Carnot des diagrammes (PàC solaire avec stockage de glace, T1GW025,  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$  pour  $S_{col}=8.0 \text{ m}^2$  et  $S_{col}=47.8 \text{ m}^2$ ).

Énergie	Valeur (kWh)		Facteur qualité	Valeur (-)	
	$S_{col}=8.0 \text{ m}^2$	$S_{col}=47.8 \text{ m}^2$		$S_{col}=8.0 \text{ m}^2$	$S_{col}=47.8 \text{ m}^2$
$Q_{CH}$	14 352		$\psi_{Sun}$	0.9354	
$Q_{ECD}$	2 045		$\theta_{cond}$	0.1924	0.2488
$Q_{Sun}$	12 531	75 188	$\theta_{col}$	0.1627	0.2423
$Q_{col} \approx Q_{evap}$	5 876	11 730	$\theta_{sc}$	0.1548	0.2150
$W_{PàC}$	2 334	3 798	$\theta_{sf}$	0.0620	0.1577
$W_{AE}$	8 032	647	$\theta_{evap}$	0.0334	0.1264
$Q_{ECDste}$	1 360	1 360	$\theta_{ext}$	-0.0654	-0.0214
$W_{CEE}$	684	684	$\theta_{ch}$	0.1107	0.1709
$W_{pompes}$	33	60	$\tilde{\theta}_{ECDst}$	0.1046	0.1046
			$\tilde{\theta}_{ECDae}$	0.1106	0.1708

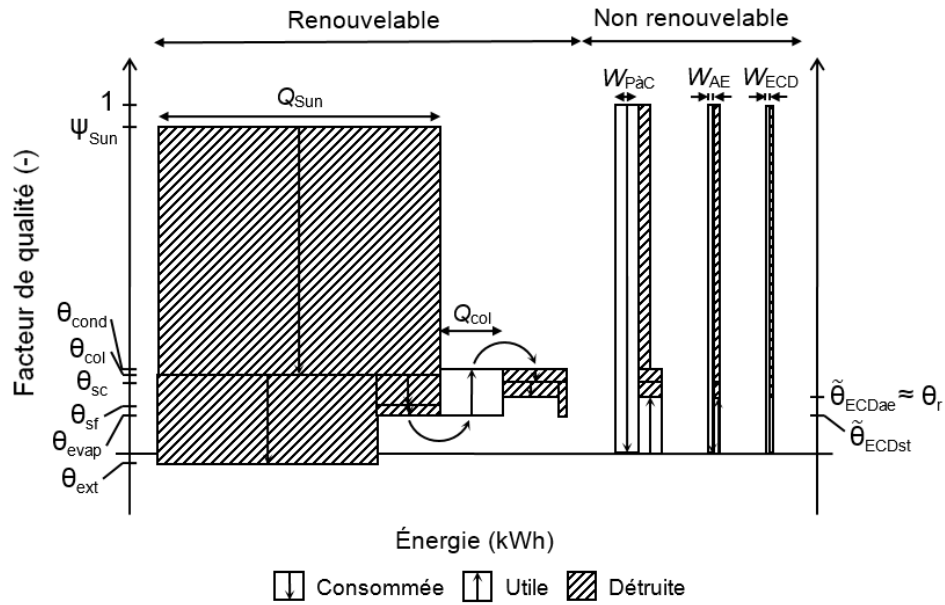


Figure 6.15 : Diagramme exergetique annuel de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace pour T1GW025,  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$  et  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ .

La configuration avec  $8.0 \text{ m}^2$  de capteurs, représentée sur la Figure 6.16, a été comparée à la Figure 6.15. Presque la moitié (47%) de l'énergie solaire est utilisée dans le stockage de glace mais cette quantité représente seulement la moitié (52%) de celle récupérée avec  $31.8 \text{ m}^2$ , ce qui entraîne une consommation électrique totale plus importante. En effet, la pompe à chaleur est moins sollicitée que dans le premier cas et l'appoint électrique doit combler le reste des besoins. De plus, la consommation du chauffe-eau électrique reste identique à la première configuration. Elle dépend seulement des températures d'opération et pour ce scénario, l'énergie est la même pour chaque arrangement. Le fait de récupérer moins de chaleur des capteurs solaires entraîne une plus grande quantité de glace et donc une diminution de la température du réservoir de glace ; elle se retrouve sur le diagramme par une différence de facteurs Carnot des capteurs et de la glace ( $\Delta\theta_{sf-col}=\theta_{col}-\theta_{sf}$ ) plus élevée, soit 0.1007 par rapport à 0.0884. C'est cette plus faible valeur qui permet de récupérer une plus grande fraction de l'énergie solaire reçue (47% par rapport à 22%) en augmentant le rendement des capteurs. Toutefois, elle provoque une diminution des performances de la PaC ( $COP_{PaC}=3.5$ ). Il en résulte une diminution des pertes de potentiels à l'évaporateur ( $\Delta\theta_{evap-sf}$ ) et une augmentation au condenseur ( $\Delta\theta_{sc-cond}$ ) : 0.0286 et 0.0376 par rapport de 0.0298 et 0.0352, respectivement. Ces résultats sont en accord avec l'exergie des

pompes à chaleur et les Figures 4.1 et 4.4. Comme pour le premier cas, la largeur du rectangle représentant les irréversibilités dans le compresseur et la valve correspond à environ la moitié du travail consommé (49%) par la pompe à chaleur. Finalement, l'énergie requise pour le chauffage est transmise du réservoir d'eau chaude à la pièce ; les températures étant les mêmes peu importe le scénario (35°C et 20°C, respectivement), la différence de facteurs Carnot résultante ( $\Delta\theta_{ch-sc}$ ) est identique dans les deux cas, soit 0.0441. L'effet global de la diminution de la surface de capteurs est une diminution de la destruction exergétique totale du scénario mais elle correspond plus précisément à une augmentation de la partie due au courant non renouvelable (deux fois et demie celle obtenue pour le premier scénario) ; cette dernière est directement liée à l'augmentation totale de la consommation d'électricité (presque le double). Malgré la hausse de la consommation, les coûts totaux des scénarios sont similaires.

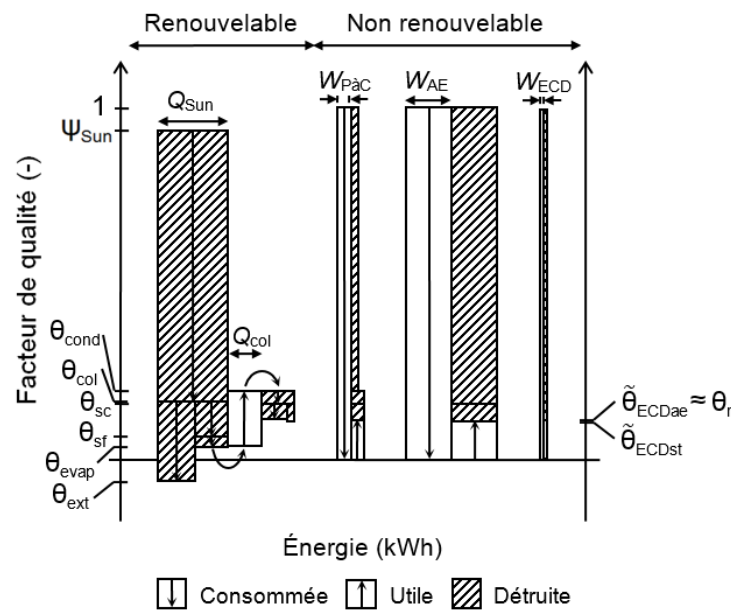


Figure 6.16 : Diagramme exergétique annuel de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace pour T1GW025,  $S_{col}=8.0 \text{ m}^2$  et  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ .

La configuration de  $47.8 \text{ m}^2$  de capteurs a également été étudiée avec le diagramme ; elle est illustrée sur la Figure 6.17. Augmenter la surface de capteurs solaires entraîne une température du réservoir de stockage plus élevée ; il en résulte une légère augmentation (1%) de la chaleur récu-

pérée par rapport à l'arrangement de  $31.8 \text{ m}^2$  et par conséquent, une plus faible portion d'énergie solaire récupérée (16%). Comme pour le premier scénario, la température du réservoir de stockage est lisible sur le diagramme par une valeur plus faible de  $\Delta\theta_{sf-col}$ , soit 0.0846 par rapport à 0.0884. La température du réservoir de glace plus élevée permet à la pompe à chaleur d'être plus performante avec un  $COP_{PàC}$  égal à 4.1 mais également plus utilisée (on n'atteint pas la limite de 40% de proportion de glace) ; les consommations électriques de la PàC et de l'appoint électrique résultantes sont plus faibles que pour le premier cas. La différence de facteurs à l'évaporateur ( $\Delta\theta_{evap-sf}$ ) et au condenseur ( $\Delta\theta_{sc-cond}$ ) de la PàC augmente (0.0313 vs 0.0298) et diminue (0.0338 vs 0.0352), respectivement, ce qui est également en accord avec la Figure 4.4. De plus, comme pour les deux premières dispositions, la largeur du rectangle illustrant les irréversibilités du compresseur et de la valve correspond à la moitié (50%) du travail consommé par la PàC tandis que la valeur de  $\Delta\theta_{ch-sc}$  est également 0.0441.

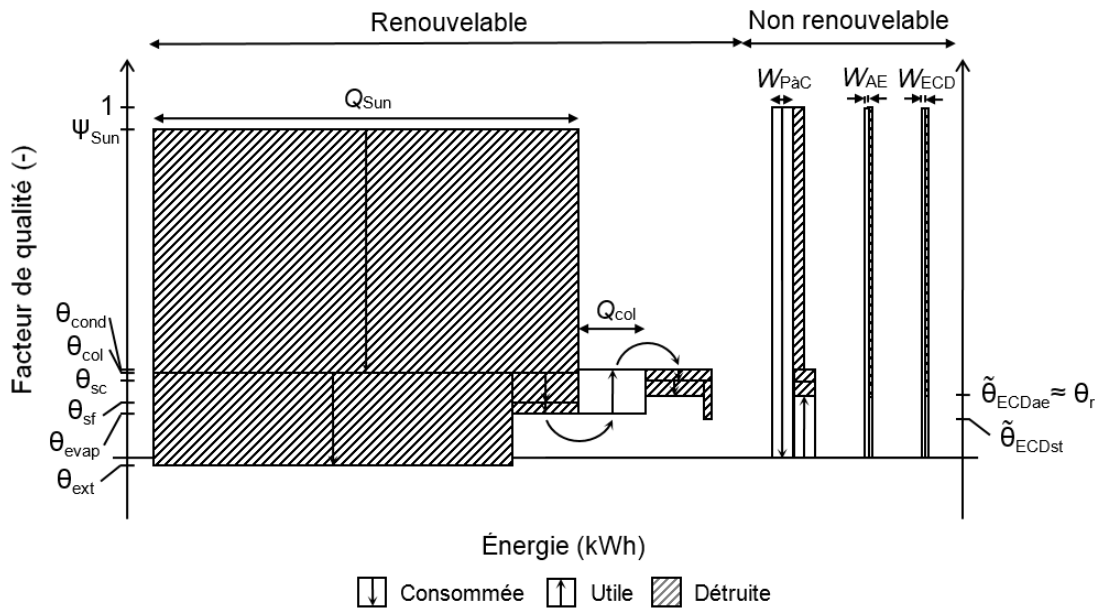


Figure 6.17 : Diagramme exergétique annuel de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace pour T1GW025,  $S_{col}=47.8 \text{ m}^2$  et  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ .

Même si la chaleur récupérée est similaire au premier cas, la plus haute température du réservoir de glace permet de diminuer légèrement la consommation électrique totale (9%) et de la destruc-

tion exergétique du courant non renouvelable (10%). À partir des aspects énergétiques et exergétiques, cette configuration représente la meilleure alternative mais conduit également à un investissement plus important (de 11%).

La comparaison des performances d'un même scénario avec le diagramme de système a permis de mettre en relief les avantages et inconvénients de chaque scénario et d'expliquer les résultats obtenus aux Figures 6.12 à 6.14, et plus particulièrement la fonction de second ordre avec le minimum économique. De la même manière, le diagramme pour la PàC air-air avec panneaux PV a été tracé sur la Figure 6.18 ; à noter que l'exergie solaire consommée n'est pas illustrée pour garder une meilleure lisibilité du graphique.

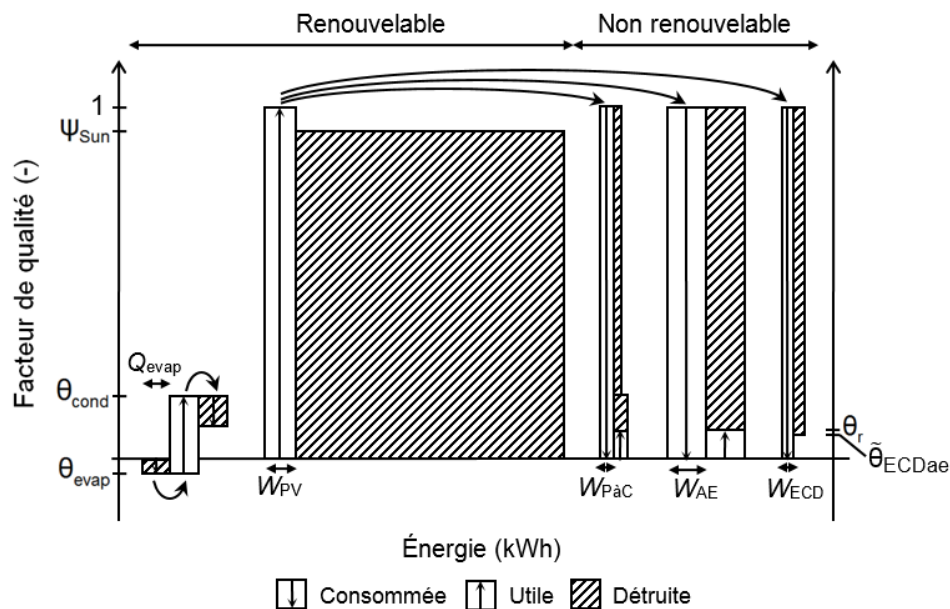


Figure 6.18 : Diagramme exergétique annuel de la pompe à chaleur air-air avec des panneaux photovoltaïques pour 4WCY030 et  $S_{\text{PV}}=33.9 \text{ m}^2$ .

Dans cette configuration, la pompe à chaleur utilise l'air ambiant comme source de chaleur à l'évaporateur ; il apparaît clairement que la capacité de l'évaporateur est plus faible que celle obtenue pour la PàC solaire avec stockage de glace, ce qui est principalement dû aux limitations d'opération du système (arrêt de l'unité lorsque la température extérieure est inférieure à  $-8^\circ\text{C}$ ). De plus, les faibles températures de l'air ambiant provoquent une faible performance de la PàC ( $\text{COP}_{\text{PàC}}=3.0$ ). Ces deux effets induisent une plus forte contribution de l'appoint électrique. Con-



cernant l'eau chaude domestique, la demande est comblée avec un chauffe-eau électrique seul et la consommation est clairement plus importante que sur la Figure 6.15. Les irréversibilités dans les échangeurs ont également été examinées : les pertes de potentiels sont clairement plus importantes pour les pompes à chaleur air-air ( $\Delta\theta_{\text{evap-sf}}=0.0373$  et  $\Delta\theta_{\text{ch-cond}}=0.1010$ ) que les unités eau-eau, principalement au condenseur (voir les Figures 4.5 et 4.8). Comme pour la PàC solaire avec stockage de glace, la largeur du rectangle représentant les irréversibilités du compresseur et de la valve correspond environ à la moitié du travail (52%) au compresseur. Cependant, la consommation d'électricité est en partie contrebalancée par celle obtenue des panneaux PV. Par conséquent, la consommation électrique requise est réduite même si la façon d'utiliser l'énergie reste peu appropriée ; l'électricité sert encore à des applications à faible température. L'effet global est la réduction simultanée de la consommation électrique et des irréversibilités du courant non renouvelable, directement liées à la quantité d'énergie économisée (largeur des rectangles). Il est clair que les perspectives d'amélioration du scénario sont plus larges que pour la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace car les fonctionnements des deux groupes d'unités, panneaux PV d'un côté et systèmes de chauffage de l'autre, sont indépendants. Augmenter la surface de modules photovoltaïques permet alors de réduire directement la consommation électrique de la PàC et des appoints électriques, sans stagnation des performances ; d'où la relation linéaire sur les Figures 6.12 et 6.13.

La comparaison visuelle des Figures 6.15 et 6.18 permet difficilement de déterminer lequel des deux scénarios a les meilleures performances énergétique et exergétique. Dans ce cas, un zoom, illustré sur la Figure 6.19, peut être effectué sur la partie du courant non renouvelable afin de mieux examiner les deux situations. Il apparaît clairement que l'apport de panneaux PV est suffisant pour diminuer drastiquement la consommation électrique, cette dernière n'étant plus élevée que de 3%. Malgré tout, la destruction exergétique compte quant à elle pour 150% de la valeur de la PàC solaire avec stockage de glace ; l'électricité reste moins bien utilisée comme c'est illustré sur la Figure 6.14.

Ainsi, l'utilisation d'un tel diagramme permet de mieux comprendre et de visualiser simultanément les résultats énergétiques, exergétiques et économiques d'une configuration donnée. De la même manière que l'analogie exergétique-électrique, il est construit à partir de modèles exergétiques simples et il est pratique pour suivre l'opération des systèmes et les chemins énergétiques, d'origine renouvelable et non renouvelable, de leur source jusqu'à leur puits. Malgré la variation

de  $T_0$  avec le temps, un tel diagramme peut être tracé peu importe la période d'étude. Il peut servir à localiser les irréversibilités (composant) et à détecter leurs origines (perte d'énergie, dégradation du potentiel énergétique) et peut également s'avérer très utile pour résumer, en une figure, les performances d'un arrangement afin de mieux suivre et mieux comprendre les résultats de l'optimisation. De plus, leur analyse par l'étude de la répartition des surfaces peut également être effectuée afin d'explorer les différentes manières d'améliorer les performances de l'équipement.

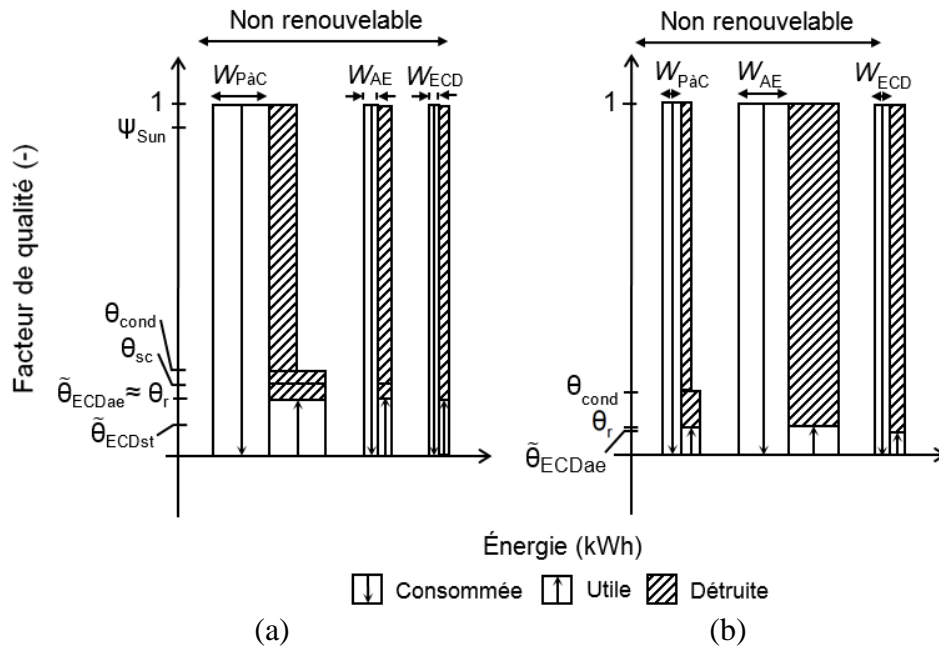


Figure 6.19 : Zoom sur les diagrammes exergetiques annuels des courants non renouvelables de :

(a) la PàC solaire avec stockage de glace (T1GW025,  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ ,  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ) et

(b) la PàC air-air avec panneaux PV (4WCY030,  $S_{PV}=33.9 \text{ m}^2$ ).

Les outils développés au Chapitre 5 ont été appliqués aux deux scénarios présentés au Chapitre 4 à l'aide des modèles décrits aux Chapitres 2 et 3. L'impact du choix des dimensions et des variables d'opération pour chaque situation a tout d'abord été évalué. Par la suite, les performances des deux arrangements ont été examinées d'un point de vue énergétique, exergetique et économique. Pour ce faire, plusieurs paramètres ont été introduits et évalués tandis qu'une fonction « objectif » a été proposée. Finalement, les résultats ont été justifiés à l'aide du diagramme exer-

gétique présenté au Chapitre 5 ; ce dernier a alors permis de localiser les irréversibilités et de mieux comprendre l'origine dans le but d'évaluer la façon dont est utilisée l'énergie.

## DISCUSSION GÉNÉRALE, CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Face à la croissance de la population mondiale et aux problèmes environnementaux liés à la consommation d'énergie fossile, l'utilisation d'énergies alternatives et vertes apparaît primordial. De nombreux systèmes sont proposés pour répondre à la demande mondiale mais faire le choix des plus appropriés selon le type de climat, le contexte économique et les restrictions de place est difficile. À travers ce travail de recherche, une analyse des différents arrangements et des critères de choix d'un agencement optimal est effectuée pour dégager les nouvelles tendances de configurations des systèmes et aboutir à une nouvelle gestion de l'énergie, basée sur des critères à la fois énergétiques, économiques et environnementaux. Ce dernier point a été évoqué à travers la notion d'exergie qui tient compte à la fois de la quantité d'énergie mais également de sa qualité ; de ce fait, le bon usage de l'énergie peut être évalué. Panneaux photovoltaïques, capteurs solaires, pompes à chaleur, réservoirs de stockage et appoints électriques font partie des systèmes les plus utilisés et les configurations possibles à essayer sont nombreuses. Leur nombre, leurs interactions (connexions et conditions d'opération), le type de technologie et les tailles des unités augmentent drastiquement le degré de complexité du problème d'optimisation du choix de l'équipement. L'optimisation dimensionnelle des systèmes énergétiques représente bien évidemment un travail énorme et cette recherche a pour but de créer les outils nécessaires à cette optimisation.

### Synthèse des travaux effectués

Le très grand nombre de combinaisons rend l'optimisation d'arrangements impossible avec les logiciels de modélisation usuels comme TRNSYS où les simulations (horaires ou aux 6 minutes) sont longues en temps de calcul et où les combinaisons de systèmes ne sont pas évidentes à modéliser. Le degré de complexité du problème d'optimisation renforce ainsi l'idée d'utiliser des modélisations simplifiées (gardant les variables essentielles de chaque unité) et rapides (d'un point de vue du temps de calcul) afin d'estimer et de comparer, de manière simple et efficace, les performances énergétiques des multiples scénarios. C'est pourquoi un nouveau modèle explicite des performances des panneaux photovoltaïques a été proposé tandis que l'aspect exergetique des panneaux PV et des modules hybrides PV/T a été approfondi. De même, une nouvelle modélisation exergetique a été introduite pour décrire les pompes à chaleur. Les travaux associés à l'étude des panneaux photovoltaïques ont abouti à deux publications dans des journaux scientifiques (*Solar Energy*, *Energy & Buildings*) tandis que le modèle exergetique fera l'objet d'une demande de

publication (*Energy & Buildings*). D'autres unités ont également été considérées (capteurs solaires, stockage, appoint électrique) et des outils issus de la littérature ont été appliqués pour les caractériser. Ainsi, ces différents modèles ont été appliqués à un scénario énergétique (pompe à chaleur solaire avec stockage de glace) faisant interagir l'ensemble de ces unités et comparés à une étude effectuée à l'aide du logiciel TRNSYS. Pour ce faire, la demande typique d'un bâtiment résidentiel en chauffage et eau chaude domestique ainsi que les données météorologiques (température extérieure, ensoleillement) fournies par CanmetÉNERGIE ont servi de base aux simulations. Malgré la différence entre les fichiers sources et la simplification des modèles, le comportement global du scénario semble avoir été bien représenté.

Par la suite, deux outils d'optimisation ont été développés : le premier consiste en une analogie exergétique-électrique, basée sur celle thermique-électrique, qui permet de visualiser les différents chemins empruntés par les courants d'énergie, qu'ils soient d'origine renouvelable ou non. À l'aide d'interrupteurs, sa construction a été effectuée pour l'ensemble des possibilités d'arrangements entre plusieurs systèmes, plus particulièrement les unités thermiques. À la différence de l'analogie thermique-électrique, celle proposée tient compte des flux d'énergie, peu importe leur type, et elle est alors applicable à tout équipement indépendamment de sa complexité. Le deuxième outil développé est un diagramme exergétique  $Q-\theta$  représentant l'énergie en abscisse et le facteur de qualité de l'énergie en ordonnée ; par conséquent, il permet de lire simultanément les bilans énergétique (en abscisse) et exergétique (surfaces) et d'avoir une idée de l'investissement effectué (quantités d'énergie mises en jeu, différence entre les coefficients Carnot). Ses principaux atouts sont d'être applicable aux résultats d'analyse dynamique et où la référence de l'analyse exergétique varie. Il permet de suivre les chemins énergétiques des différents courants et par conséquent, de séparer les pertes exergétiques liées aux courants renouvelables (gratuits) et non renouvelables (payants). Ainsi, il sert à visualiser les performances énergétiques et exergétiques d'un scénario et de mettre en reliefs les causes des irréversibilités. Ces deux outils sont basés sur des modèles exergétiques faisant appel à des résistances exergétiques, ce qui les rend simples mais complets et facilement adaptables. L'analogie exergétique-électrique a fait l'objet d'une demande pour publication (*Energy Conversion & Management*) tandis que le diagramme exergétique en fera l'objet sous peu (*Energy*). Finalement, un cas simple d'optimisation a été réalisé et concerne deux scénarios : la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace et une pompe à chaleur utilisant l'air ambiant avec panneaux photovoltaïques. L'influence des dimen-

sions et des variables d'opération sur les performances énergétiques, exergétiques et économiques a été étudiée tandis que les critères d'évaluation du scénario (consommation électrique, pertes exergétiques du courant non renouvelable, coût total) ont été calculés. Le potentiel d'amélioration de chaque scénario énergétique peut alors être estimé, et justifié par le diagramme  $Q$ - $\theta$  proposé, et une fonction « objectif » pour de futurs travaux d'optimisation a été proposée.

### **Contribution scientifique des travaux effectués**

La modélisation énergétique du panneau photovoltaïque est simple d'utilisation et, basé sur les données de catalogues manufacturiers, dépend seulement de l'ensoleillement et de la température du module. Publié en 2011, ce modèle a déjà été cité en référence à 35 reprises par d'autres articles issus de journaux scientifiques. D'un point de vue exergétique, les unités solaires avaient déjà été étudiées par le passé mais une évaluation beaucoup plus complète et détaillée a été publiée. L'analyse thermodynamique de la conversion photovoltaïque a été réalisée tandis que de nouvelles définitions d'efficacité exergétique ont été données. De plus, trois nouveaux facteurs de réduction caractérisant les différentes pertes électriques ont été présentés et permettent d'identifier et de quantifier les imperfections du système. Finalement, l'analyse exergétique a été étendue aux panneaux hybrides PV/T et les avantages et inconvénients d'un tel module pour le climat de Montréal ont été présentés. La nécessité d'analyser ces unités d'un point de vue exergétique a également été soulignée.

Ensuite, le travail de recherche effectué fait intervenir les principales unités opérant dans les bâtiments (capteurs solaires, panneaux photovoltaïques, pompe à chaleur, réservoirs de stockage, appoint électrique). Il permet de modéliser les connexions entre unités individuelles et de visualiser leurs performances sur un diagramme. Ainsi, il sert de base solide aux futures procédures d'optimisation. La modélisation avec résistances exergétiques permet également d'éviter tout calcul de propriétés thermodynamiques (enthalpie, entropie), ce qui rend l'analyse exergétique plus pratique et accessible. De plus, elle est très utile dans l'usage de l'analogie exergétique-électrique et du diagramme exergétique et les rend facilement modifiables et adaptables. De ce fait, d'autres unités (taille et type d'unité, de technologie, autre système) pourraient être aisément ajoutées à l'analogie exergétique-électrique afin d'améliorer le choix de l'équipement ; ils seront facilement représentables sur le diagramme exergétique. De plus, les modèles peuvent être facilement modifiés et/ou améliorés sans bouleverser les bases de la construction des deux outils. Par

conséquent, les outils proposés sont simples d'utilisation et permettent d'analyser un très grand nombre de combinaisons, de les évaluer et d'illustrer leurs performances. Leur adaptabilité les rend utiles pour une large gamme d'applications : la demande énergétique des bâtiments bien évidemment, mais ils peuvent être étendus à n'importe quel processus énergétique comme les réseaux d'échangeurs de chaleur, les pompes à chaleur à compression ou absorption complexes (plusieurs sources et/ou étapes de compression), les procédés chimiques de séparation mais également les centrales thermiques ou nucléaires. En effet, la fonction objectif est basée sur la destruction exergétique et le coût total ; le choix et le nombre des unités (turbines, échangeurs de chaleur, etc.), leur comportement et les conditions d'opération (pressions d'opération, fractions de soutirage) du cycle thermodynamique peuvent alors être évalués de manière à respecter la minimisation des irréversibilités et la maximisation de la rentabilité. Les conditions d'opérations ont autant d'influence que la dimension des unités et des analyses de sensibilités sont généralement effectuées pour obtenir leurs valeurs ; c'est le cas des utilisateurs du logiciel TRNSYS qui ne peuvent se permettre d'évaluer les performances pour l'ensemble des possibilités des conditions d'opération [51]. Les outils proposés pourraient ainsi être très utiles aux ingénieurs et aux usagers de TRNSYS pour avoir une première idée des dimensions et variables d'opération pour un arrangement donné de systèmes.

### **Recommandations pour les travaux futurs**

Basée sur des modèles simples, l'approche présentée nécessitera bien évidemment une confirmation des performances et du dimensionnement avec des calculs détaillés utilisant les logiciels usuels (TRNSYS, par exemple). Elle servira à rassurer quant à la validité des résultats des futurs calculs, qu'ils portent sur l'analyse énergétique ou l'analyse exergétique. Le comportement du scénario a été détaillé et les performances sont connues, ce qui facilitera la compréhension des résultats.

Par la suite, l'optimisation mathématique des dimensions et des variables d'opération des deux scénarios analysés semble être le principal objectif de futurs travaux. Plusieurs approches pourraient être suivies comme la méthode Simplex ou encore l'utilisation d'algorithmes génétiques [177]. L'optimisation pourrait s'appliquer à plusieurs niveaux ; tout d'abord, sur le choix dynamique (horaire par exemple) des unités à opérer d'un scénario énergétique et ensuite sur la sélection de l'équipement à installer (étude longue durée, 20 ou 40 ans par exemple). Le premier point

traduirait la stratégie à suivre pour l'opération des systèmes d'un équipement donné et pourrait demander une analyse plus précise du comportement transitoire des unités. Ce type de travail pourrait également être relié aux études de prédiction du climat et de la demande énergétique qui en découle [182]. La sélection de l'équipement à installer permettrait quant à elle d'avoir un point de vue général des performances (énergétiques ou exergetiques) et du coût de chaque scénario afin de dégager les unités ayant les meilleures performances ainsi que leur disposition.

Les deux outils proposés, soient l'analogie exergetique-électrique et le diagramme exergetique, pourraient également être mis à contribution pour l'optimisation. L'analogie présente des interrupteurs pour illustrer les connexions entre unités ; l'ouverture et la fermeture des interrupteurs pourraient alors être appliquées au choix dynamique des unités ou à la sélection de l'équipement. Elle pourrait également être implémentée à de futurs microcontrôleurs intelligents. De plus, les échanges d'énergie entre unités sont similaires aux échanges de courants chaud et froid dans les réseaux d'échangeurs de chaleur et pourraient alors être ordonnés à l'aide de la matrice de Lewin et al. [176]. En ce qui concerne la représentation graphique, l'idée pourrait être de réaliser une optimisation graphique des exergies (consommées, utiles et détruites) par répartition des surfaces. Ce type d'approche a déjà été suivi par le passé [65].

L'extension de l'optimisation à d'autres scénarios est inévitable et permettra d'évaluer les performances de l'ensemble des possibilités d'arrangements d'unités. Ainsi, le travail effectué fait intervenir les principaux systèmes utilisés dans les bâtiments (capteurs solaires, panneaux photovoltaïques, pompe à chaleur, réservoirs de stockage, appoint électrique) mais d'autres types d'unités (éoliennes, géothermie, chaudières au gaz naturel, biomasse, mur Trombe, modules PV/T, pompe à chaleur à absorption, etc.) ou choix d'unités (taille et type d'unité, de technologie) pourraient être aisément ajoutées afin d'améliorer le choix de l'équipement. L'élaboration de modèles exergetiques détaillés pour certaines de ces unités pourrait alors être nécessaire et deviendrait un prérequis à leur insertion dans la superstructure. De plus, les modèles présentés dans cette thèse pourraient également être améliorés. C'est le cas, par exemple, des pompes à chaleur où une interpolation des données pour chaque taille d'unité pourrait être utilisée à la place des approximations afin d'évaluer les quantités de chaleur et les températures d'opération. Finalement, seuls deux scénarios énergétiques ont été évalués ; un plus large éventail d'arrangements pourrait ainsi faire l'objet d'une étude plus approfondie des performances énergétiques et exergetiques dans le but d'aider à la compréhension des résultats d'optimisation. L'avantage certain des



outils proposés est leur simplicité et leur adaptabilité qui permettent également l'amélioration des modèles choisis, qu'ils concernent les systèmes analysés dans ce travail de recherche ou d'autres unités.

Ensuite, les résultats des calculs d'optimisation sont soumis aux besoins en chauffage et eau chaude domestique du bâtiment, aux conditions climatiques et au contexte économique. Les aspects climatisation et consommation électrique pourraient être ajoutées aisément avec les outils proposés. De plus, la modélisation d'une maison typique canadienne peut faire l'objet d'un travail parallèle afin d'obtenir une méthode de calcul des besoins énergétiques directement à partir des données environnementales. Elle faciliterait la comparaison des résultats de l'optimisation dans un contexte similaire d'un point de vue climatique mais pas économique (Québec et Ontario, par exemple) ou dans un contexte complètement différent (Québec et Colombie Britannique, par exemple). En plus du contexte climatique et économique, le choix d'une même unité parmi plusieurs catalogues manufacturiers pourrait être intéressant. Par exemple, évaluer différentes pompes à chaleur air-air, modélisées avec interpolation des données, pour le chauffage direct d'un bâtiment et évaluer leur prix pour des manufacturiers spécifiques ne devrait pas poser de difficultés majeures. Finalement, l'aspect exergétique des panneaux photovoltaïques pourrait également être approfondi à l'aide des facteurs de réduction. En effet, ces derniers ont été calculés aux conditions standards de test ( $1000 \text{ W/m}^2$ ,  $25^\circ\text{C}$ ) et leurs valeurs peuvent subir de fortes variations à faible ensoleillement et/ou à des températures extrêmes. Les avantages et inconvénients des différentes technologies pourraient alors être mis en valeurs pour plusieurs conditions de fonctionnement.

Ces travaux futurs permettront de dégager les nouvelles tendances d'arrangement des systèmes, exergétiquement efficaces et économiquement compétitifs. Ils pourraient très certainement aboutir à une nouvelle gestion de l'énergie dans la sélection des unités les plus appropriées pour répondre à la demande d'un bâtiment sujet à des contraintes climatiques, dimensionnelles et économiques. La démarche présentée est nouvelle et apparaît incontournable dans le développement de l'énergie dans les secteurs résidentiel et commercial.

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] Ministère des Ressources Naturelles du Québec, “Consommation d’électricité,” 2009. Tiré de <http://www.mrn.gouv.qc.ca/energie/statistiques/statistiques-consommation-electricite.jsp>.
- [2] Ministère des Ressources Naturelles du Québec, “Production d’électricité,” 2010. Tiré de <http://www.mrn.gouv.qc.ca/energie/statistiques/statistiques-production-electricite.jsp>.
- [3] Conseil de recherches en sciences naturelles et au génie du Canada, “Programme national des technologies énergétiques de quatrième génération - Priorités de recherche et développement 2012-2016,” 2013. Tiré de [http://www.nserc-crsng.gc.ca/professors-professeurs/rpp-pp/GENIV0809Priorities-GENIV0809Priorites\\_eng.asp](http://www.nserc-crsng.gc.ca/professors-professeurs/rpp-pp/GENIV0809Priorities-GENIV0809Priorites_eng.asp).
- [4] N. H. Afgan and M. G. Carvalho, “Multi-criteria assessment of new and renewable energy power plants,” *Energy*, vol. 27, no. 8, pp. 739–755, 2002.
- [5] B. K. Sovacool, “Valuing the greenhouse gas emissions from nuclear power: A critical survey,” *Energy Policy*, vol. 36, no. 8, pp. 2950–2963, 2008.
- [6] C. Karakosta, C. Pappas, V. Marinakis, and J. Psarras, “Renewable energy and nuclear power towards sustainable development: Characteristics and prospects,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 187–197, 2013.
- [7] L. Lizon-À-Lugrin, “Optimization of power-cycle arrangements for supercritical water cooled reactors (SCWRS),” École Polytechnique de Montréal, Montréal, Canada, 2011.
- [8] M. A. Rosen, G. F. Naterer, C. C. Chukwu, R. Sadhankar, and S. Suppiah, “Nuclear-based hydrogen production with a thermochemical copper–chlorine cycle and supercritical water reactor: equipment scale-up and process simulation,” *International Journal of Energy Research*, vol. 36, no. 4, pp. 456–465, 2012.
- [9] C. C. Elam, C. E. G. Padró, G. Sandroock, A. Luzzi, P. Lindblad, and E. F. Hagen, “Realizing the hydrogen future: the International Energy Agency’s efforts to advance hydrogen energy technologies,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 28, no. 6, pp. 601–607, 2003.

- [10] A. I. Miller and R. B. Duffey, "Sustainable supply of global energy needs and greenhouse gas reductions," *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, vol. 33, no. 1, pp. 25–38, 2009.
- [11] M. F. Orhan, I. Dincer, and M. A. Rosen, "Investigation of an integrated hydrogen production system based on nuclear and renewable energy sources: a new approach for sustainable hydrogen production via copper–chlorine thermochemical cycles," *International Journal of Energy Research*, vol. 36, no. 15, pp. 1388–1394, 2012.
- [12] Ministère des Ressources Naturelles du Québec, "Projets éoliens au Québec," 2013. Tiré de <http://www.mrn.gouv.qc.ca/energie/eolien/eolien-projets.jsp>.
- [13] Drake Landing Solar Community, "Drake Landing Solar Community Project," 2013. Tiré de <http://www.dlsc.ca/>.
- [14] NRCan, Office of Energy Efficiency, "Energy Use Data Handbook," 2012. Tiré de [http://oee.nrcan.gc.ca/corporate/statistics/neud/dpa/handbook\\_tables.cfm?attr=0](http://oee.nrcan.gc.ca/corporate/statistics/neud/dpa/handbook_tables.cfm?attr=0).
- [15] U.S. Department of Energy, "DOE Pursues Zero-Net Energy Commercial Buildings," 2008. Tiré de [http://www1.eere.energy.gov/buildings/news\\_detail.html?news\\_id=11913](http://www1.eere.energy.gov/buildings/news_detail.html?news_id=11913).
- [16] P. Torcellini, S. Pless, M. Deru, and D. Crawley, "Zero Energy Buildings: A Critical Look at the Definition," in *ACEEE Summer Study*, Pacific Grove, California, 2008.
- [17] P. A. Torcellini, R. Judkoff, and D. B. Crawley, "High-Performance Buildings," *ASHRAE Journal*, vol. 46, no. 9, pp. S4–S11, 2004.
- [18] N. L. Long, P. A. Torcellini, S. D. Pless, and R. Judkoff, "Evaluation of the Low-Energy Design Process and Energy Performance of the Zion National Park Visitor Center," *ASHRAE Transactions*, vol. 112, pp. 321–340, 2006.
- [19] J. Steinbock, D. Eijadi, and T. McDougall, "Net Zero Energy Building Case Study: Science House," *ASHRAE Transactions*, vol. 113, pp. 26–35, 2007.
- [20] S. Rosta, R. Hurt, R. Boehm, and M. J. Hale, "Performance of a Zero-Energy House," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 130, no. 2, p. 021006, 2008.
- [21] P. Norton and C. Christensen, "Performance Results from a Cold Climate Case Study for Affordable Zero Energy Homes," *ASHRAE Transactions*, vol. 114, pp. 218–229, 2008.

- [22] US Environmental Protection Agency, “Location Efficiency and Housing Type - Boiling it Down to BTUs,” 2013. Tiré de [http://www.epa.gov/smartgrowth/location\\_efficiency\\_BTU.htm](http://www.epa.gov/smartgrowth/location_efficiency_BTU.htm).
- [23] H.-M. Henning and M. Miara, “Systems using solar thermal energy in combination with heat pumps-1st concept paper,” presented at the 64th ExCo meeting, Winterthur, Switzerland, 2008.
- [24] M. Gong and G. Wall, “On exergy and sustainable development—Part 2: Indicators and methods,” *Exergy, An International Journal*, vol. 1, no. 4, pp. 217–233, 2001.
- [25] A. Ricaud, *Photopiles solaires : de la physique de la conversion photovoltaïque aux filières, matériaux et procédés*, 1ère ed. Lausanne, Suisse: Presses polytechniques et universitaires romandes, 1997.
- [26] T. Markvart, *Solar Electricity*, 2nd ed. Chichester, England: Wiley, 2000.
- [27] P. Würfel, *The physics of solar cells: from basic principles to advanced concepts*, 2nd updated and expanded. Weinheim, Germany: Wiley-VCH, 2009.
- [28] M. A. Green, *Third Generation Photovoltaics: Advanced Solar Energy Conversion*. Berlin, Germany: Springer, 2003.
- [29] A. De Vos, *Thermodynamics of Solar Energy Conversion*. Germany: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co, 2008.
- [30] Z. Salameh and C. V. Nandu, “Overview of building integrated wind energy conversion systems,” in *IEEE Power and Energy Society General Meeting*, 2010, pp. 1–6.
- [31] G. Müller, M. F. Jentsch, and E. Stoddart, “Vertical axis resistance type wind turbines for use in buildings,” *Renewable Energy*, vol. 34, no. 5, pp. 1407–1412, 2009.
- [32] S. A. Kalogirou, “Solar thermal collectors and applications,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, no. 3, pp. 231–295, 2004.
- [33] P. G. Charalambous, G. G. Maidment, S. A. Kalogirou, and K. Yiakoumetti, “Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: A review,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, no. 2–3, pp. 275–286, 2007.

- [34] S. Dubey, G. S. Sandhu, and G. N. Tiwari, "Analytical expression for electrical efficiency of PV/T hybrid air collector," *Applied Energy*, vol. 86, no. 5, pp. 697–705, 2009.
- [35] H. A. Zondag, D. W. de Vries, W. G. J. van Helden, R. J. C. van Zolingen, and A. A. van Steenhoven, "The yield of different combined PV-thermal collector designs," *Solar Energy*, vol. 74, no. 3, pp. 253–269, 2003.
- [36] B. Jiang, J. Ji, and H. Yi, "The influence of PV coverage ratio on thermal and electrical performance of photovoltaic-Trombe wall," *Renewable Energy*, vol. 33, no. 11, pp. 2491–2498, 2008.
- [37] A. Sözen, D. Altıparmak, and H. Usta, "Development and testing of a prototype of absorption heat pump system operated by solar energy," *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, no. 16, pp. 1847–1859, 2002.
- [38] ASHRAE, "2008 ASHRAE Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems and Equipment (I-P Edition)," 2008.
- [39] A. Dikici and A. Akbulut, "Exergetic performance evaluation of heat pump systems having various heat sources," *International Journal of Energy Research*, vol. 32, no. 14, pp. 1279–1296, 2008.
- [40] National Research Council Canada, "CBD-180. Ground Temperatures - IRC - NRC-CNRC," 1976. Tiré de <http://www.nrc-cnrc.gc.ca/eng/ibp/irc/cbd/building-digest-180.html>.
- [41] A. Hepbasli and O. Akdemir, "Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system," *Energy Conversion and Management*, vol. 45, no. 5, pp. 737–753, 2004.
- [42] Y. Bi, X. Wang, Y. Liu, H. Zhang, and L. Chen, "Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes," *Applied Energy*, vol. 86, no. 12, pp. 2560–2565, 2009.
- [43] A. Mustafa Omer, "Ground-source heat pumps systems and applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, no. 2, pp. 344–371, 2008.

- [44] O. Ozgener and A. Hepbasli, "A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 11, no. 3, pp. 482–496, 2007.
- [45] J. Cervantes and E. Torres-Reyes, "Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy analysis of the system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, no. 12, pp. 1289–1297, 2002.
- [46] O. Kara, K. Ulgen, and A. Hepbasli, "Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, no. 5, pp. 1383–1401, 2008.
- [47] I. Dincer, "On thermal energy storage systems and applications in buildings," *Energy and Buildings*, vol. 34, no. 4, pp. 377–388, 2002.
- [48] G. Van Den Branden, M. Hesius, and W. D'Haeseleer, "Comparison of heat storage systems employing sensible and latent heat," *International Journal of Energy Research*, vol. 23, no. 7, pp. 605–624, 1999.
- [49] F. Aghbalou, F. Badia, and J. Illa, "Exergetic optimization of solar collector and thermal energy storage system," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, no. 7–8, pp. 1255–1263, 2006.
- [50] B. Zalba, J. M. Marín, L. F. Cabeza, and H. Mehling, "Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications," *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 3, pp. 251–283, 2003.
- [51] J. Tamasauskas, M. Poirier, R. Zmeureanu, and R. Sunyé, "Concept and Performance of a Solar Assisted Heat Pump Using Ice Slurry as a Storage Medium," in *Proceedings of Climamed*, Madrid, Spain, 2011.
- [52] T. Kousksou, F. Strub, J. Castaing Lasvignottes, A. Jamil, and J. P. Bédécarrats, "Second law analysis of latent thermal storage for solar system," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 91, no. 14, pp. 1275–1281, 2007.
- [53] A. Mardiana-Idayu and S. B. Riffat, "Review on heat recovery technologies for building applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 2, pp. 1241–1255, 2012.

- [54] H. Torío, A. Angelotti, and D. Schmidt, "Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: A critical view," *Energy and Buildings*, vol. 41, no. 3, pp. 248–271, 2009.
- [55] R. Petela, "Exergy of heat radiation," *Journal of Heat Transfer*, vol. 86, pp. 187–192, 1964.
- [56] D. C. Spanner, *Introduction to Thermodynamics*. London, England: Academic Press, 1964.
- [57] S. J. Jeter, "Maximum conversion efficiency for the utilization of direct solar radiation," *Solar Energy*, vol. 26, pp. 231–236, 1981.
- [58] R. Petela, "Exergy of undiluted thermal radiation," *Solar Energy*, vol. 74, no. 6, pp. 469–488, 2003.
- [59] P. T. Landsberg and J.-R. Mallinson, "Thermodynamic Constraints, Effective Temperatures and Solar Cells," in *International Colloquium on Solar Electricity*, CNES Toulouse, 1976, pp. 27–46.
- [60] W. H. Press, "Theoretical Maximum for Energy from Direct and Diffuse Sunlight," *Nature*, vol. 264, pp. 734–735.
- [61] A. Bejan, "Unification of Three Different Theories Concerning the Ideal Conversion of Enclosed Radiation," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 109, pp. 46–51, 1987.
- [62] S. E. Wright, M. A. Rosen, D. S. Scott, and J. B. Haddow, "The exergy flux of radiative heat transfer for the special case of blackbody radiation," *Exergy, An International Journal*, vol. 2, no. 1, pp. 24–33, 2002.
- [63] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Thermodynamics An Engineering Approach*, 4th ed. New York: McGraw Hill, 2002.
- [64] D. Marmolejo-Correa and T. Gundersen, "New Graphical Representation of Exergy Applied to Low Temperature Process Design," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 52, no. 22, pp. 7145–7156, 2013.

- [65] M. Ducoulombier, M. Sorin, and A. Teyssedou, "Thermodynamic bounds for food deep chilling tray tunnel operation," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 46, no. 2, pp. 172–179, 2007.
- [66] G. Wall, "Exergy tools," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 217, no. 2, p. 125, 2003.
- [67] R. DiPippo, "Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids," *Geothermics*, vol. 33, no. 5, pp. 565–586, 2004.
- [68] R. Cornelissen, "Thermodynamics and sustainable development: The use of exergy analysis and the reduction of irreversibility.," University of Twente, The Netherlands, 1997.
- [69] W. Van Gool, "Energy policy: Fairly tales and factualities," in *Innovation and Technology - Strategies and Policies*, Soares, O.D.D.; Martins da Cruz, A.; Costa Pereira, G.; Soares, I.M.R.T.; Reis, A.J.P.S., Editors., Dordrecht, The Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 1997, pp. 93–105.
- [70] J. Y. Xiang, M. Cali, and M. Santarelli, "Calculation for physical and chemical exergy of flows in systems elaborating mixed-phase flows and a case study in an IRSOFC plant," *International Journal of Energy Research*, vol. 28, no. 2, pp. 101–115, 2004.
- [71] A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*. New York: Wiley, 1988.
- [72] M. Sorin, F. Rheault, and B. Spinner, "On exergy destruction and maximum power output in heat engines," presented at the 18th International Congress of Mechanical Engineering, Ouro Preto. Minas Gerais, Brazil, 2005.
- [73] M. Ishida and J. Ji, "Graphical exergy study on single stage absorption heat transformer," *Applied Thermal Engineering*, vol. 19, no. 11, pp. 1191–1206, 1999.
- [74] H. Jin, H. Zhao, Z. Liu, and R. Cai, "A novel EFHAT system and exergy analysis with energy utilization diagram," *Energy*, vol. 29, no. 12–15, pp. 1983–1991, 2004.
- [75] F. Staine and D. Favrat, "Energy integration of industrial processes based on the pinch analysis method extended to include exergy factors," *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, no. 6, pp. 497–507, 1996.



- [76] P. Le Goff, R. Rivero, S. de Oliveira Jr., and T. Cachot, "Application of the enthalpy-Carnot factor diagram to the exergy analysis of distillation processes," *Fundamentals of Thermodynamics and Exergy Analysis*, AES, vol. 19, pp. 21–28, 1990.
- [77] J. Szargut, *Exergy method : technical and ecological applications*. Southampton, England: WIT Press, 2005.
- [78] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3th ed. Hoboken, New Jersey, USA: Wiley, 2006.
- [79] HydroQuébec, "HydroQuébec, Tarif domestique D," 2011. Tiré de <http://www.hydroquebec.com/fr/index.html>.
- [80] CIRANO, "CIRANO, production, consommation et prix de l'énergie," 2013. Tiré de <http://www.cirano.qc.ca/ikirano/questionssociete/energie>.
- [81] J. S. Coventry and K. Lovegrove, "Development of an approach to compare the 'value' of electrical and thermal output from a domestic PV/thermal system," *Solar Energy*, vol. 75, no. 1, pp. 63–72, 2003.
- [82] T. Fujisawa and T. Tani, "Annual exergy evaluation on photovoltaic-thermal hybrid collector," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 47, no. 1–4, pp. 135–148, 1997.
- [83] H. Saitoh, Y. Hamada, H. Kubota, M. Nakamura, K. Ochifuji, S. Yokoyama, and K. Naganano, "Field experiments and analyses on a hybrid solar collector," *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 16, pp. 2089–2105, 2003.
- [84] B. . Huang, T. . Lin, W. . Hung, and F. . Sun, "Performance evaluation of solar photovoltaic/thermal systems," *Solar Energy*, vol. 70, no. 5, pp. 443–448, 2001.
- [85] A. Keçebaş, "Energetic, exergetic, economic and environmental evaluations of geothermal district heating systems: An application," *Energy Conversion and Management*, vol. 65, pp. 546–556, 2013.
- [86] M. Tolga Balta, "Exergetic cost analysis and sustainability assessment of various low exergy heating systems," *Energy and Buildings*, vol. 55, pp. 721–727, 2012.

- [87] A. Abusoglu and M. S. Sedeeq, "Comparative exergoenvironmental analysis and assessment of various residential heating systems," *Energy and Buildings*, vol. 62, pp. 268–277, 2013.
- [88] G. Wall, "Exergy, Ecology and Democracy - Concepts of a Vital Society or A Proposal for An Exergy Tax," presented at the 2nd European Congress on Economics and Management of Energy in Industry, Estoril, Portugal, 1994.
- [89] A. El shenawy and R. Zmeureanu, "Exergy-based index for assessing the building sustainability," *Building and Environment*, vol. 60, pp. 202–210, 2013.
- [90] A. Lazzaretto and G. Tsatsaronis, "SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems," *Energy*, vol. 31, no. 8–9, pp. 1257–1289, 2006.
- [91] A. Bagdanavicius, N. Jenkins, and G. P. Hammond, "Assessment of community energy supply systems using energy, exergy and exergoeconomic analysis," *Energy*, vol. 45, no. 1, pp. 247–255, 2012.
- [92] A. Baghernejad and M. Yaghoubi, "Exergoeconomic analysis and optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) using genetic algorithm," *Energy Conversion and Management*, vol. 52, no. 5, pp. 2193–2203, 2011.
- [93] M. A. Rosen and I. Dincer, "Thermoeconomic analysis of power plants: an application to a coal fired electrical generating station," *Energy Conversion and Management*, vol. 44, no. 17, pp. 2743–2761, 2003.
- [94] M. A. Rosen and I. Dincer, "Exergoeconomic analysis of power plants operating on various fuels," *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, no. 6, pp. 643–658, 2003.
- [95] S. Agrawal and G. N. Tiwari, "Exergoeconomic analysis of glazed hybrid photovoltaic thermal module air collector," *Solar Energy*, vol. 86, no. 9, pp. 2826–2838, 2012.
- [96] O. Ozgener, A. Hepbasli, and L. Ozgener, "A parametric study on the exergoeconomic assessment of a vertical ground-coupled (geothermal) heat pump system," *Building and Environment*, vol. 42, no. 3, pp. 1503–1509, 2007.

- [97] L. Ozgener, A. Hepbasli, I. Dincer, and M. A. Rosen, "Exergoeconomic analysis of geothermal district heating systems: A case study," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, no. 8–9, pp. 1303–1310, 2007.
- [98] L. Ozgener and O. Ozgener, "Monitoring of energy exergy efficiencies and exergoeconomic parameters of geothermal district heating systems (GDHSs)," *Applied Energy*, vol. 86, no. 9, pp. 1704–1711, 2009.
- [99] M. G. Villalva, J. R. Gazoli, and E. R. Filho, "Comprehensive Approach to Modeling and Simulation of Photovoltaic Arrays," *Power Electronics, IEEE Transactions on*, vol. 24, no. 5, pp. 1198–1208, 2009.
- [100] J. A. Gow and C. D. Manning, "Development of a photovoltaic array model for use in power-electronics simulation studies," *Electric Power Applications, IEE Proceedings -*, vol. 146, no. 2, pp. 193–200, 1999.
- [101] A. Kajihara and A. T. Harakawa, "Model of photovoltaic cell circuits under partial shading," presented at the IEEE International Conference on Industrial Technology, 2005, pp. 866–870.
- [102] W. Xiao, W. G. Dunford, and A. Capel, "A novel modeling method for photovoltaic cells," in *IEEE 35th Annual Power Electronics Specialists Conference*, 2004, vol. 3, pp. 1950–1956.
- [103] D. L. Bätzner, A. Romeo, H. Zogg, and A. N. Tiwari, "CdTe/CdS Solar cell performance under low irradiance," in *17th EC PV Solar Energy Conference*, Munich, Germany, 2001.
- [104] W. Kim and W. Choi, "A novel parameter extraction method for the one-diode solar cell model," *Solar Energy*, vol. 84, no. 6, pp. 1008–1019, 2010.
- [105] J. A. Eikelboom and A. H. M. E. Reinders, "Determination of the irradiation dependent efficiency of multicrystalline Si PV modules on basis of IV curve fitting and its influence on the annual performance," presented at the 14th European PV Solar Energy Conference, Barcelona, Spain, 1997.
- [106] E. Skoplaki and J. A. Palyvos, "On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: A review of efficiency/power correlations," *Solar Energy*, vol. 83, no. 5, pp. 614–624, 2009.

- [107] E. Radziemska and E. Klugmann, "Photovoltaic Maximum Power Point Varying with Illumination and Temperature," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 128, no. 1, p. 34, 2006.
- [108] W. De Soto, S. A. Klein, and W. A. Beckman, "Improvement and validation of a model for photovoltaic array performance," *Solar Energy*, vol. 80, no. 1, pp. 78–88, 2006.
- [109] A. Bellini, S. Bifaretti, V. Iacovone, and C. Cornaro, "Simplified model of a photovoltaic module," in *Applied Electronics*, 2009, pp. 47–51.
- [110] E. I. Ortiz-Rivera and F. Z. Peng, "Analytical Model for a Photovoltaic Module using the Electrical Characteristics provided by the Manufacturer Data Sheet," in *IEEE 36th Power Electronics Specialists Conference*, 2005, pp. 2087–2091.
- [111] A. D. Sahin, I. Dincer, and M. A. Rosen, "Thermodynamic analysis of solar photovoltaic cell systems," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 91, no. 2–3, pp. 153–159, 2007.
- [112] A. S. Joshi, I. Dincer, and B. V. Reddy, "Thermodynamic assessment of photovoltaic systems," *Solar Energy*, vol. 83, no. 8, pp. 1139–1149, 2009.
- [113] Y. Morita, T. Fujisawa, and T. Tani, "Moment performance of photovoltaic/thermal hybrid panel (numerical analysis and exergetic evaluation)," *Electrical Engineering in Japan*, vol. 133, no. 2, pp. 43–51, 2000.
- [114] H. Gunerhan and A. Hepbasli, "Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications," *Energy and Buildings*, vol. 39, no. 5, pp. 509–516, 2007.
- [115] W. Xiaowu and H. Ben, "Exergy analysis of domestic-scale solar water heaters," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 9, no. 6, pp. 638–645, 2005.
- [116] J. Jie, Y. Hua, H. Wei, P. Gang, L. Jianping, and J. Bin, "Modeling of a novel Trombe wall with PV cells," *Building and Environment*, vol. 42, no. 3, pp. 1544–1552, 2007.
- [117] TRANE, "Commercial TRANE HVAC systems," 2013. Tiré de <http://www.trane.com/COMMERCIAL/HvacSystems/Default.aspx?i=862>.

- [118] Emerson Climate Technologies, “Copeland Scroll Compressor,” 2013. Tiré de <http://www.emersonclimate.com/fr-ca/Pages/default.aspx>.
- [119] W. F. Stoecker and J. W. Jones, *Refrigeration and air conditioning*, 2nd ed. New York: McGraw Hill, 1982.
- [120] E. Torres Reyes, M. Picon Nuñez, and J. Cervantes de G, “Exergy analysis and optimization of a solar-assisted heat pump,” *Energy*, vol. 23, no. 4, pp. 337–344, 1998.
- [121] H. Esen, M. Inalli, M. Esen, and K. Pihtili, “Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers,” *Building and Environment*, vol. 42, no. 10, pp. 3606–3615, 2007.
- [122] O. Ozgener and A. Hepbasli, “Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems,” *Energy and Buildings*, vol. 39, no. 1, pp. 66–75, 2007.
- [123] E. K. Akpınar and A. Hepbasli, “A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications,” *Building and Environment*, vol. 42, no. 5, pp. 2004–2013, 2007.
- [124] A. Hepbasli and M. Tolga Balta, “A study on modeling and performance assessment of a heat pump system for utilizing low temperature geothermal resources in buildings,” *Building and Environment*, vol. 42, no. 10, pp. 3747–3756, 2007.
- [125] A. Hepbasli and Y. Kalinci, “A review of heat pump water heating systems,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 6–7, pp. 1211–1229, 2009.
- [126] D. Ndiaye, “Étude numérique et expérimentale de la performance en régime transitoire de pompes à chaleur eau-air en cyclage,” École Polytechnique de Montréal, Montréal, Canada, 2007.
- [127] A. Koca, H. F. Oztop, T. Koyun, and Y. Varol, “Energy and exergy analysis of a latent heat storage system with phase change material for a solar collector,” *Renewable Energy*, vol. 33, no. 4, pp. 567–574, 2008.
- [128] A. Başçetinçelik, H. H. öztürk, H. Ö. Paksoy, and Y. Demirel, “Energetic and exergetic efficiency of latent heat storage system for greenhouse heating,” *Renewable Energy*, vol. 16, no. 1–4, pp. 691–694, 1999.

- [129] D. MacPhee and I. Dincer, "Performance assessment of some ice TES systems," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, no. 12, pp. 2288–2299, 2009.
- [130] D. MacPhee and I. Dincer, "Thermal modeling of a packed bed thermal energy storage system during charging," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 4, pp. 695–705, 2009.
- [131] M. A. Rosen, I. Dincer, and N. Pedinelli, "Thermodynamic performance of ice thermal energy storage systems," *Journal of energy resources technology*, vol. 122, no. 4, pp. 205–211, 2000.
- [132] E. Talmatsky and A. Kribus, "PCM storage for solar DHW: An unfulfilled promise?," *Solar Energy*, vol. 82, no. 10, pp. 861–869, 2008.
- [133] M. Ahmad, A. Bontemps, H. Sallée, and D. Quenard, "Thermal testing and numerical simulation of a prototype cell using light wallboards coupling vacuum isolation panels and phase change material," *Energy and Buildings*, vol. 38, no. 6, pp. 673–681, 2006.
- [134] T. Kousksou, T. El Rhafiki, A. Arid, E. Schall, and Y. Zeraouli, "Power, Efficiency, and Irreversibility of Latent Energy Systems," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 22, no. 2, pp. 234–239, 2008.
- [135] A. Hepbasli, "A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, no. 3, pp. 593–661, 2008.
- [136] M. Leckner and R. Zmeureanu, "Life cycle cost and energy analysis of a Net Zero Energy House with solar combisystem," *Applied Energy*, vol. 88, no. 1, pp. 232–241, 2011.
- [137] A. Hepbasli, "Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences," *Energy and Buildings*, vol. 39, no. 12, pp. 1211–1217, 2007.
- [138] M. B. Morrison, "Optimisation of a Heat Pump Space Heating System," *Energy and Buildings*, vol. 5, pp. 223–230, 1983.

- [139] Y. Hang, M. Qu, and F. Zhao, "Economic and environmental life cycle analysis of solar hot water systems in the United States," *Energy and Buildings*, vol. 45, pp. 181–188, 2012.
- [140] Y.-Y. Jing, H. Bai, J.-J. Wang, and L. Liu, "Life cycle assessment of a solar combined cooling heating and power system in different operation strategies," *Applied Energy*, vol. 92, pp. 843–853, 2012.
- [141] M. Kegel, R. Sunyé, and J. Tamasauskas, "Life Cycle Cost Comparison and Optimisation of Different Heat Pump Systems in the Canadian Climate," presented at the The Canadian Conference on Building Simulation (eSim), Halifax, Nova Scotia, 2012.
- [142] Y. Tripanagnostopoulos, M. Souliotis, R. Battisti, and A. Corrado, "Energy, cost and LCA results of PV and hybrid PV/T solar systems," *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*, vol. 13, no. 3, pp. 235–250, 2005.
- [143] B. Agrawal and G. N. Tiwari, "Life cycle cost assessment of building integrated photovoltaic thermal (BIPVT) systems," *Energy and Buildings*, vol. 42, no. 9, pp. 1472–1481, 2010.
- [144] M. Bakker, H. A. Zondag, M. J. Elswijk, K. J. Strootman, and M. J. M. Jong, "Performance and costs of a roof-sized PV/thermal array combined with a ground coupled heat pump," *Solar Energy*, vol. 78, no. 2, pp. 331–339, 2005.
- [145] E. Saloux, A. Teyssedou, and M. Sorin, "Explicit model of photovoltaic panels to determine voltages and currents at the maximum power point," *Solar Energy*, vol. 85, no. 5, pp. 713–722, 2011.
- [146] E. Saloux, A. Teyssedou, and M. Sorin, "Analysis of photovoltaic (PV) and photovoltaic/thermal (PV/T) systems using the exergy method," *Energy & Buildings*, vol. 67, pp. 275–285, 2013.
- [147] A. N. Celik and N. Acikgoz, "Modelling and experimental verification of the operating current of mono-crystalline photovoltaic modules using four- and five-parameter models," *Applied Energy*, vol. 84, no. 1, pp. 1–15, 2007.
- [148] D. Sera, R. Teodorescu, and P. Rodriguez, "PV panel model based on datasheet values," in *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, 2007, pp. 2392–2396.

- [149] C. Carrero, J. Amador, and S. Arnaltes, “A single procedure for helping PV designers to select silicon PV modules and evaluate the loss resistances,” *Renewable Energy*, vol. 32, no. 15, pp. 2579–2589, 2007.
- [150] K. Bucher, G. Kleiss, and D. Batzner, “RRC module energy rating: a module survey,” presented at the Conference Record of the 26th IEEE Photovoltaic Specialists Conference, 1997, pp. 1187–1191.
- [151] M. A. Green, *Solar Cells: Operating Principles, Technology and Systems Application*. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice-Hall, 1982.
- [152] L. Stamenic, E. Smiley, and K. Karim, “Low light conditions modelling for building integrated photovoltaic (BIPV) systems,” *Solar Energy*, vol. 77, no. 1, pp. 37–45, 2004.
- [153] J. . del Cueto, “Method for analyzing series resistance and diode quality factors from field data Part II: Applications to crystalline silicon,” *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 59, no. 4, pp. 393–405, 1999.
- [154] N. H. Reich, W. G. J. H. M. van Sark, E. A. Alsema, R. W. Lof, R. E. I. Schropp, W. C. Sinke, and W. C. Turkenburg, “Crystalline silicon cell performance at low light intensities,” *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 93, no. 9, pp. 1471–1481, 2009.
- [155] J. Bisquert, D. Cahen, G. Hodes, S. Rühle, and A. Zaban, “Physical Chemical Principles of Photovoltaic Conversion with Nanoparticulate, Mesoporous Dye-Sensitized Solar Cells,” *The Journal of Physical Chemistry B*, vol. 108, no. 24, pp. 8106–8118, 2004.
- [156] T. Markvart, “Thermodynamics of losses in photovoltaic conversion,” *Applied Physics Letters*, vol. 91, no. 6, pp. 064102–064102–3, 2007.
- [157] T. Markvart, “Solar cell as a heat engine: energy-entropy analysis of photovoltaic conversion,” *physica status solidi (a)*, vol. 205, no. 12, pp. 2752–2756, 2008.
- [158] P. Baruch, “A two-level system as a model for a photovoltaic solar cell,” *Journal of Applied Physics*, vol. 57, no. 4, pp. 1347–1355, 1985.
- [159] H. A. Zondag, “Main R&D issues for PVT-A manufacturer’s perspective,” Rapport technique DC2 IEA SHC Task 35, 2008.



- [160] H. C. Hottel and A. Whillier, "Evaluation of Flat-plate Solar Collector Performance," *Transactions of the Conference on the Use of Solar Energy*, vol. 2, pp. 72–104, 1958.
- [161] F. Sarhaddi, S. Farahat, H. Ajam, and A. Behzadmehr, "Exergetic performance assessment of a solar photovoltaic thermal (PV/T) air collector," *Energy and Buildings*, vol. 42, no. 11, pp. 2184–2199, 2010.
- [162] BOREAL, "BOREAL Geothermal Heat Pump," 2013. Tiré de <http://www.boreal-geothermal.ca/boreal-r-geothermal-heat-pumps.html>.
- [163] CARRIER, "Water Source Heat Pumps & Geothermal Heat Pumps," 2013. Tiré de [http://www.commercial.carrier.com/commercial/hvac/carrier/0,,CLI1\\_DIV12\\_ETI12695,00.html](http://www.commercial.carrier.com/commercial/hvac/carrier/0,,CLI1_DIV12_ETI12695,00.html).
- [164] ClimateMaster, "ClimateMaster Geothermal Heat Pump," 2013. Tiré de <http://www.climatemaster.com/geothermal-dealer/geothermal-product-literature/>.
- [165] X. Wu and R. Zmeureanu, "Exergy analysis of residential heating systems: performance of whole system vs performance of major equipment," presented at the 12th Conference of International Building Performance Simulation Association, Sydney, Australia, 2011.
- [166] Emerson Climate Technologies, "Product Selection Software," 2013. Tiré de [http://www.emersonclimate.com/en-us/resources/calculators/Pages/product\\_selection\\_software.aspx](http://www.emersonclimate.com/en-us/resources/calculators/Pages/product_selection_software.aspx).
- [167] SunMaxxSolar, "TitanPowerPlus-SU2 Solar Flat Plate Collector, Product description," 2013. Tiré de <http://www.sunmaxxsolar.com/shop/shop-flat-plate-solar-collectors/titan-powerplus-su2-solar-flat-plate-collector/>.
- [168] *ASHRAE GreenGuide - The Design, Construction, and Operation of Sustainable Buildings*, 2nd ed. New York: Elsevier, 2006.
- [169] C. Trinkl, V. Hanby, and W. Zörner, "Simulation study on a Domestic Solar/Heat Pump Heating System Incorporating Latent and Stratified Thermal Storage," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 131, no. 4, pp. 041008–041008, 2009.

- [170] E. Frank, M. Haller, S. Herkel, and J. Ruschenburg, "Systems using solar thermal energy in combination with heat pumps - 1st concept paper," presented at the Proceedings of the EuroSun Conference, Graz, Austria, 2010.
- [171] E. Saloux, A. Teyssedou, and M. Sorin, "Development of an exergy-electrical analogy for visualizing and modeling building integrated energy systems," *Energy Conversion and Management*, Soumis en 2014.
- [172] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentals of heat and mass transfer*, 5th ed. New York, Toronto: Wiley, 2002.
- [173] G. Fraisse, C. Viardot, O. Lafabrie, and G. Achard, "Development of a simplified and accurate building model based on electrical analogy," *Energy and Buildings*, vol. 34, no. 10, pp. 1017–1031, 2002.
- [174] D. Buoro, M. Casisi, P. Pinamonti, and M. Reini, "Optimal synthesis and operation of advanced energy supply systems for standard and domotic home," *Energy Conversion and Management*, vol. 60, pp. 96–105, 2012.
- [175] H. Dagdougui, R. Minciardi, A. Ouammi, M. Robba, and R. Sacile, "Modeling and optimization of a hybrid system for the energy supply of a 'Green' building," *Energy Conversion and Management*, vol. 64, pp. 351–363, 2012.
- [176] D. R. Lewin, H. Wang, and O. Shalev, "A generalized method for HEN synthesis using stochastic optimization – I. General framework and MER optimal synthesis," *Computers & Chemical Engineering*, vol. 22, no. 10, pp. 1503–1513, 1998.
- [177] J. Dipama, A. Teyssedou, and M. Sorin, "Synthesis of heat exchanger networks using genetic algorithms," *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, no. 14–15, pp. 1763–1773, 2008.
- [178] M. Schmidt, "The Sankey Diagram in Energy and Material Flow Management," *Journal of Industrial Ecology*, vol. 12, no. 1, pp. 82–94, 2008.
- [179] C. Koroneos, T. Spachos, and N. Moussiopoulos, "Exergy analysis of renewable energy sources," *Renewable Energy*, vol. 28, no. 2, pp. 295–310, 2003.

- [180] L. Ozgener, A. Hepbasli, and I. Dincer, “Effect of reference state on the performance of energy and exergy evaluation of geothermal district heating systems: Balcova example,” *Building and Environment*, vol. 41, no. 6, pp. 699–709, 2006.
- [181] International Energy Agency, “Photovoltaic Power Systems Programme - National Reports,” 2013. Tiré de <http://www.iea-pvps.org/index.php?id=93>.
- [182] M. Le Cam, R. Zmeureanu, and A. Daoud, “Comparison of inverse models used for the forecast of the electric demand of chillers,” presented at the 13th Conference of International Building Performance Simulation Association, Chambéry, France, August 26-28, 2013.

## **ANNEXE 1 – Données économiques détaillées**

Les données économiques ont été collectées à partir de divers sites internet et entrepreneurs locaux. Plusieurs approximations ont ainsi été obtenues pour tenir compte du prix moyen de chaque unité. Elles tiennent compte des taxes en vigueur au Québec (14.5%) ainsi que les coûts d'installations et d'unités additionnelles si besoin. Les sources utilisées sont les suivantes :

- AirTechni® (Pierre Massoud, email, avril 2013)
- ClickAir® (Edlira Dushaj, email, avril 2013)
- EcocityGroup® (site internet, avril 2013)
- ecomfort (site internet, avril 2013)
- Matrix Energy® (Brian Wilkinson, email, avril 2013)
- NouvelAir® (Annie, email, avril 2013)
- Sears® (site internet, avril 2013)
- Solaire Design® (site internet, avril 2013)
- SunMaxxSolar™ (site internet, avril 2013)
- wholesalesolar (site internet, avril 2013)

Les résultats sont regroupés sous forme de tableaux pour chaque type d'unité puis un résumé graphique permet d'évaluer le choix de l'approximation par rapport aux valeurs réelles.

Tableau A-1 : Liste et prix des capteurs solaires plans.

Source	Unité	Surface (m <sup>2</sup> )	Prix net (\$)
ecomfort	Caleffi® NAS154 StarMax® V	3.741	1431.95
	Viessmann® Vitosol 100F SV1B Economy	2.508	878.95
	Buderus® SKN 4.0	2.508	1245.95
	Buderus® SKN 3.0	2.508	945.95
	Caleffi® 25 kBtu/jour Catégorie C	2.415	1049.95
	Viessman® Vitosol 100F (SH1B, Economy)	2.508	878.95
	Viessman® Vitosol 100F (SV2B, Premium)	2.508	1078.95
	Viessman® Vitosol 100F (SH1B, Premium)	2.508	1078.95
	Caleffi® NAS104 Series	3.716	1336.95
	Caleffi® 40 kBtu/jour	3.716	1406.95
	Caleffi® 32 kBtu/jour	2.972	1218.95
SunMaxxSolar™	TitanPowerPlus SU2	1.990	681.90
	TitanPowerPlus SU2	4.000	850.45
	TitanPowerPlus SU2	2.970	908.70
	TitanPowerPlus SU2	3.720	1038.70

Selon Leckner [136], le kit de connecteur par panneau représente environ 25% du prix du panneau.

Tableau A-2 : Liste et prix des panneaux photovoltaïques.

Source	Unité	Cap. (W)	Prix net (\$)
wholesalesolar	SolarWorld® 130 poly R6A	130	277.00
	Eopllly® 190	190	233.00
	ET Solar® 245	245	248.00
	Astroenergy® 250	250	265.00
	Helios Solar Works® 6T 250	250	333.00
	ET Solar® ET- P660245B	245	248.00
	Eopllly® EP125M/72-190	190	233.00
	Kyocera® KD140GX-LFBS	140	295.00
	Kyocera® KD240GX-LPB	240	433.00
	LG® Mono X ® LG250S1C-G2	250	410.00
	Solarland® USA SLP100-12U	100	235.00
	Trinasolar® Trina 185 TSM-DA01	185	330.00
	Trinasolar® Trina 230 TSM-PAO5	230	360.00
	Sharp® NG-240QCJ	240	330.00
Matrix Energy®	PV Eclipsall®, SolarWorld® and Kyocera®	100	150.00
	PV Eclipsall®, SolarWorld® and Kyocera®	200	300.00
	Frais d'installation	100	50.00
	Coût des onduleurs	100	50.00
Solaire Design®	E.T Solar®	95	328.00
	E.T Solar®	135	384.00
	E.T Solar®	185	339.00
	E.T Solar®	245	395.00
	Day4®	235	489.00
	Solar World®	250	398.00

Tableau A-3 : Liste et prix des pompes à chaleur avec système de distribution.

Source	Unité	Cap. (W)	Prix net (\$)
ecomfort (packaged HP)	Goodman® GPH1336H41 13 SEER	10.14	2 088.95
	Goodman® GPH1342M41 13 SEER	11.72	2 276.95
	Goodman® GPH1560M41 14 SEER	16.12	3 607.95
	Goodman® GPH1330M41 - 13 SEER	8.50	2 011.95
	Goodman® GPH1324H41 13 SEER	7.03	1 876.95
	Goodman® GPH1549M41 15 SEER	13.48	3 420.95
	Goodman® GPH1442H41 14,2 SEER	11.87	2 515.95
	Goodman® GPH1336M41 13 SEER	10.14	2 127.95
	Goodman® GPH1348H41 13 SEER	13.63	2 350.95
	Goodman® GPH1342H41 13 SEER	11.72	2 288.95
	Goodman® GPH1360H41 13 SEER	16.41	2 720.95
	Goodman® GPH1324M41 13 SEER	7.03	1 926.95
	Goodman® GPH1330H41 13 SEER	8.50	2 007.95
	Goodman® GPH1448H41 14 SEER	13.48	2 841.95
	Goodman® GPH1360M41 13 SEER	16.41	2 740.95
ClickAir®	Installation PaC Trane® XLI : 1500-3000\$		2 000.00
NouvelAir®	Trane® XL15i 2ton	7.03	4 950.00
	Trane® XR13 2ton	7.03	4 400.00
AirTechni®	ClimateMaster® TMW036	10.55	5 825.00
	ClimateMaster® TMW60	17.58	7 101.00
EcocityGroup®	Boréale® W-36	10.55	5 500.00
	Boréale® W-48	14.07	5 700.00
	Boréale® W-60	17.58	6 100.00
	Plancher chauffant, chauffe-eau électrique		4 500.00

Tableau A-4 : Liste et prix des réservoirs d'eau chaude.

Source	Unité	Vol. (m <sup>3</sup> )	Prix net (\$)
ecomfort (solar)	Buderus® Logalux SM300	0.291	2 313.95
	Buderus® Logalux PL750/2 S	0.750	5 749.95
	Viessmann® Vitocell-B 100, CVB-450 Dual Coil	0.568	3 409.95
	Triangle Tube® Smart Multi SME 80	0.265	3 303.95
	Triangle Tube® Smart Multi SME 120	0.398	4 066.95
	Buderus® Logalux SM400	0.401	3 262.95
	Triangle Tube® Smart Multi SME 60	0.227	3 202.95
	Buderus® SOL - RET80	0.303	2 084.95
	Caleffi® SolarCon Universal	0.454	1 853.95
	Caleffi® 32-210 F Range	0.871	6 872.95
	Crown Boiler® Mega-Stor MSS-79S	0.299	2 604.95
SunMaxxSolar™	StorMaxx® SE with 1 HX & electric element	0.450	2 604.95
	StorMaxx® SE with 1 HX & electric element	0.189	1 755.60
	StorMaxx® SE with 1 HX & electric element	0.303	2 209.65
Sears®	Kenmore®/MD Power Miser 12 Electric Heater	0.170	529.99
	Kenmore®/MD Power Miser 9 Electric Heater	0.273	479.99
	Kenmore®/MD Power Miser 12 Electric Heater	0.273	629.99
	Kenmore®/MD Power Miser 9 Electric Heater	0.187	429.99



Tableau A-5 : Liste et prix des radiateurs et pompes de circulation.

Source	Unité	Cap. (kW)	Prix net (\$)
ecomfort	Reznor® EBHA-3	0.300	160.95
	Reznor® EBHA-5	0.500	162.95
	Reznor® EBHA-8	0.750	172.95
	Reznor® EBHA-13	1.250	204.95
	Reznor® EBHA-25	2.500	253.95
	Reznor® EBHA-10	1.000	185.95
	Reznor® EBHA-23	2.250	248.95
	Reznor® EBHA-20	2.000	243.95
	Reznor® EBHA-18	1.750	225.95
	Reznor® EBHA-15	1.500	217.95
ecomfort	Taco® 006-BC4 Bronze	0.203	191.95
	Taco® 009-F5 Cast Iron	1.038	225.95
	Taco® 007-F5 Cast Iron	0.324	145.95
	Taco® 006-ST4 Stainless Steel	0.203	169.95
	Taco® 006-B4 Bronze	0.203	191.95
	Grundfos® UP26-116F Cast Iron	1.352	253.95
	Taco® 003-B4 Bronze	0.203	191.95
	Taco® 006-BC7-IFC Bronze	0.203	212.95
	Grundfos® UP15-29SU Stainless Steel	0.676	183.95
	Taco® 0013-F3 Cast Iron	1.352	283.95

La dernière unité nécessaire aux calculs économiques est le coût du réservoir de stockage de glace. Cette donnée n'est pas aussi courante que les précédentes et les unités sont construites sur mesure. Ainsi, des valeurs nettes de 10000 \$ pour un stockage de 10 m<sup>3</sup> et 15000 \$ pour 25 m<sup>3</sup> ont été supposées.

*Résumé des prix des unités et approximation pour chaque type de système*

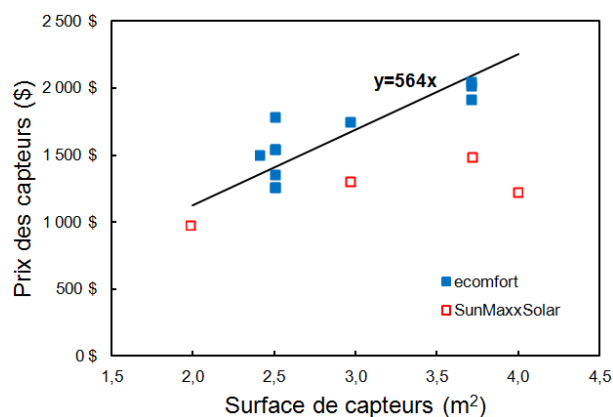


Figure A-1 : Approximation des prix des capteurs solaires plans en fonction de leur surface.

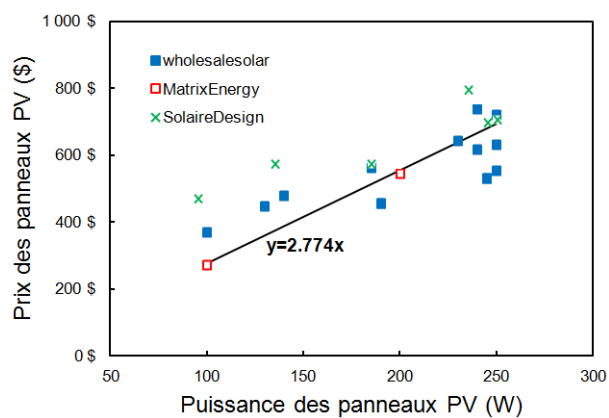


Figure A-2 : Approximation des prix des panneaux photovoltaïques en fonction de leur puissance.

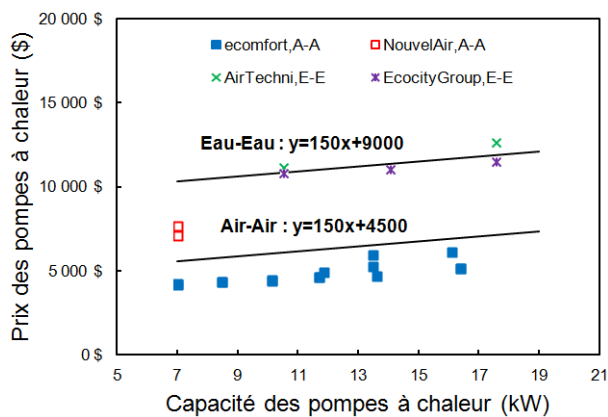


Figure A-3 : Approximation des prix des pompes à chaleur avec système de distribution en fonction de leur puissance.

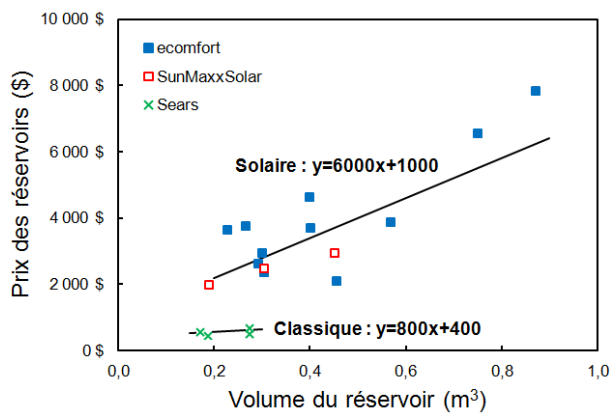


Figure A-4 : Approximation des prix des réservoirs d'eau chaude en fonction de leur volume.

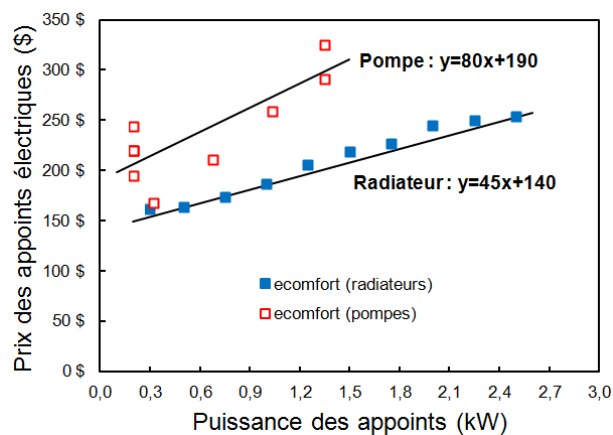


Figure A-5 : Approximation des prix des radiateurs et pompes de circulation en fonction de leur puissance.

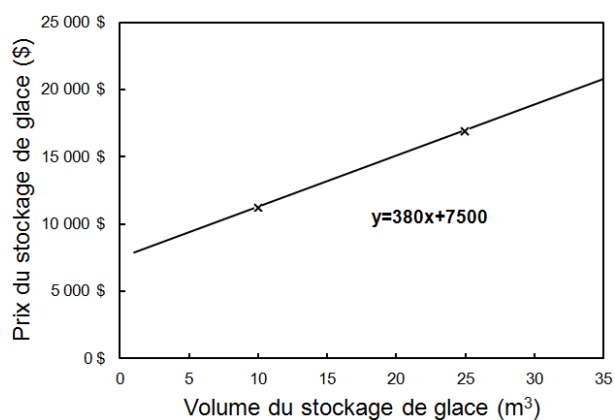


Figure A-6 : Approximation des prix des radiateurs et pompes de circulation en fonction de leur puissance.

## ANNEXE 2 – Analyse complémentaire sur la modélisation des pompes à chaleur et des réservoirs de stockage

### Analyse détaillée des irréversibilités avec les diagrammes $T-s$ et $P-h$ pour plusieurs pompes à chaleur

Tableau A-6 : Points d'étude spécifiques des pompes à chaleur Boreal® W-45 (eau-eau) et TF-45 (eau-air) ainsi que les pompes à chaleur Trane® T1GW050 (eau-eau) et 4WCY4048 (air-air).

Modèle de PàC	$T_{in,evap}/T_{in,cond}$ (°C)	$D_{compr}$ (kW)	$D_{valve}$ (kW)	$D_{evap}$ (kW)	$D_{cond}$ (kW)	$D_{non-ren}$ (kW)	$D_{ren}$ (kW)
W-45	0.0/40.0	0.6262	0.3166	0.1187	0.2235	1.004	0.2806
	8.9/40.0	0.5801	0.3236	0.1551	0.2548	0.9598	0.3537
TF-45	-0.6/20.0	0.6886	0.1789	0.1075	0.3627	0.9571	0.3806
	7.8/20.0	0.7612	0.1892	0.1217	0.4794	1.054	0.4978
T1GW050	-1.1/26.7	0.7522	0.3978	0.2516	0.527	1.271	0.6572
	10.0/26.7	0.6694	0.3802	0.4154	0.6329	1.164	0.9341
	-1.1/37.8	1.119	0.5707	0.2346	0.5087	1.846	0.5874
4WCY4048	0.0/21.1	1.180	0.4866	0.1834	0.8994	1.992	0.7273
	8.3/21.1	1.002	0.5753	0.0732	1.129	1.897	0.8824
	0.0/26.7	1.264	0.5335	0.1924	0.8159	2.114	0.6916

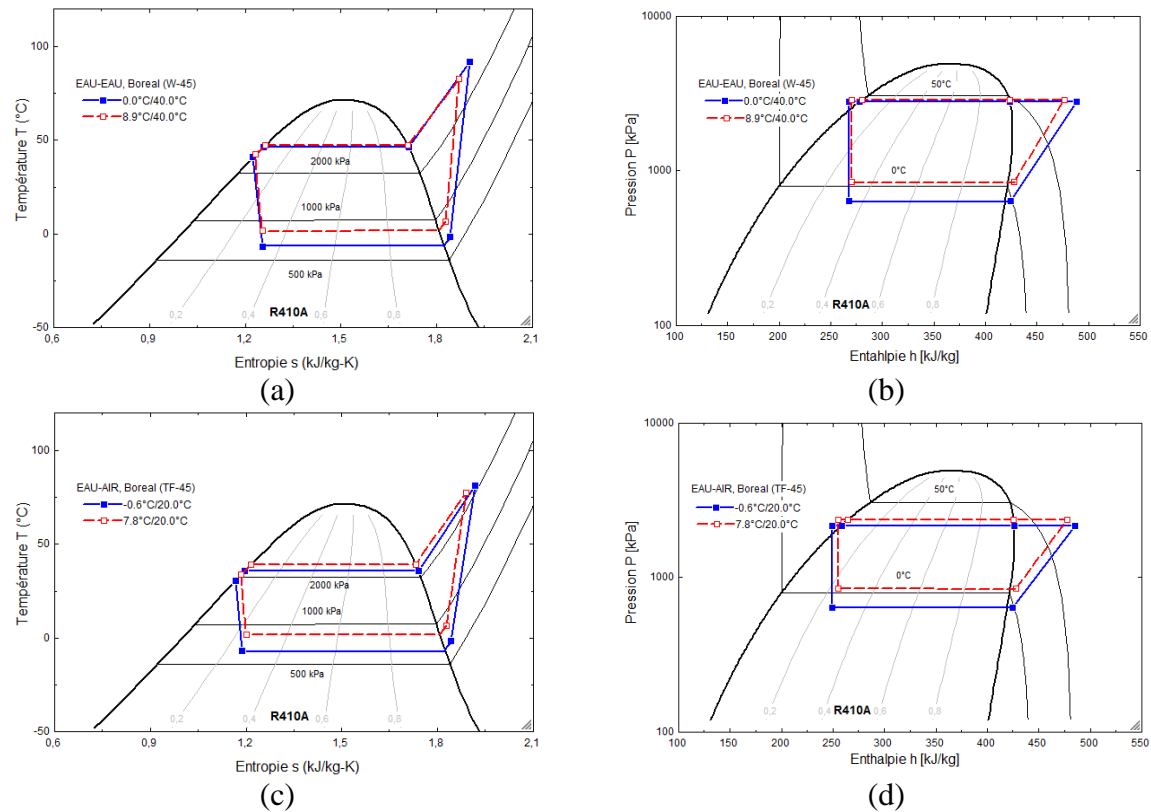


Figure A-7 : Diagramme  $T$ - $s$  et  $P$ - $h$  pour différents points spécifiques des pompes à chaleur Boreal® W-45 (eau-eau) et TF-45 (eau-air).

### Détermination des températures d'opération

Tableau A-7 : Liste et caractéristiques des pompes à chaleur étudiées.

Pompe à chaleur	Nombre de points du catalogue	
	ignorés	total
T1GW018	0	18
T1GW025	2	18
TMW036	0	32
TMW060	2	60
4WCY4042	4	32
4WCY4060	2	32

# Pompe à chaleur BOREAL® eau-eau et eau-air

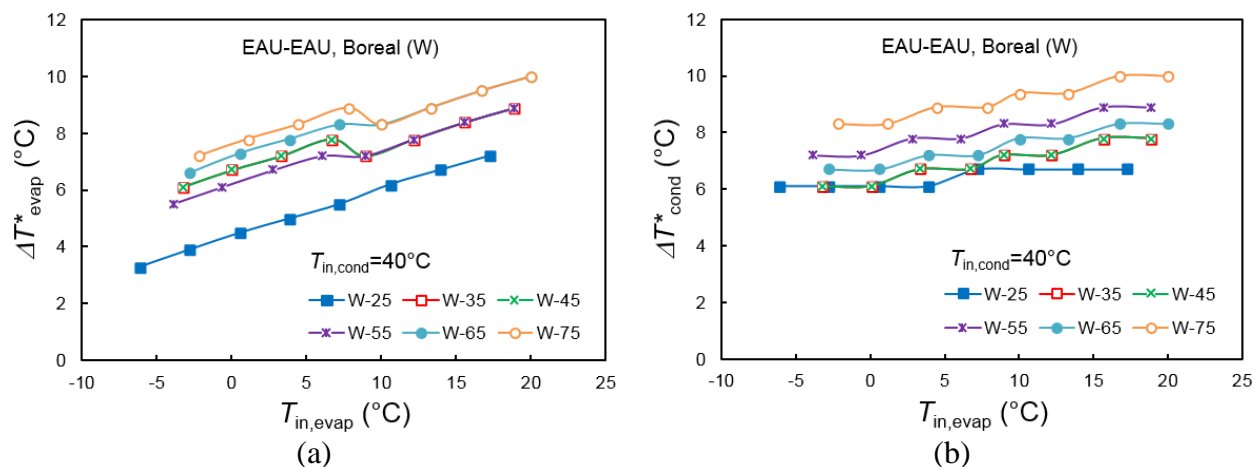


Figure A-8 : Variations de (a)  $\Delta T^*_{evap}$  et (b)  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond} = 40^{\circ}\text{C}$  pour la série W eau-eau de Boreal® (W-25,-35,-45,-55,-65,-75) en mode chauffage.

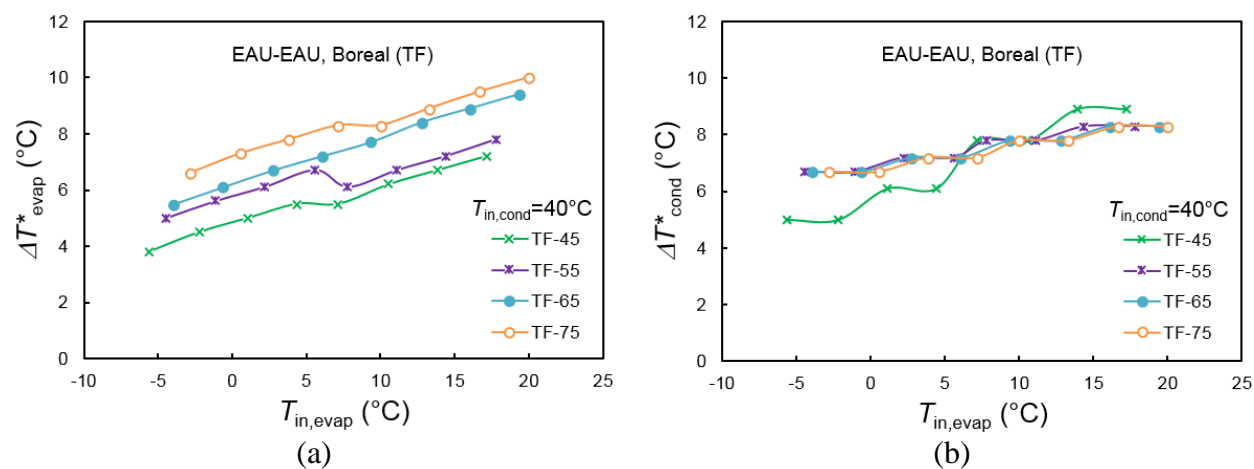


Figure A-9 : Variations de (a)  $\Delta T^*_{evap}$  et (b)  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond} = 40^{\circ}\text{C}$  pour la série TF eau-eau de Boreal® (TF-45,-55,-65,-75) en mode chauffage.

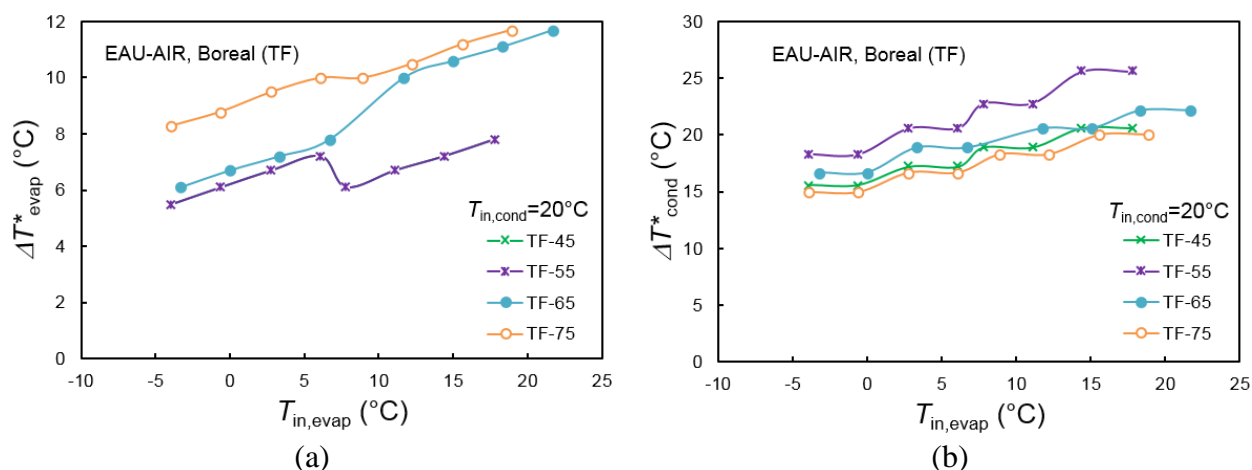


Figure A-10 : Variations de (a)  $\Delta T^*_{evap}$  et (b)  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de  $T_{in, evap}$  à  $T_{in, cond} = 20^\circ\text{C}$  pour la série TF eau-air de Boreal® (TF-45,-55,-65,-75) en mode chauffage.

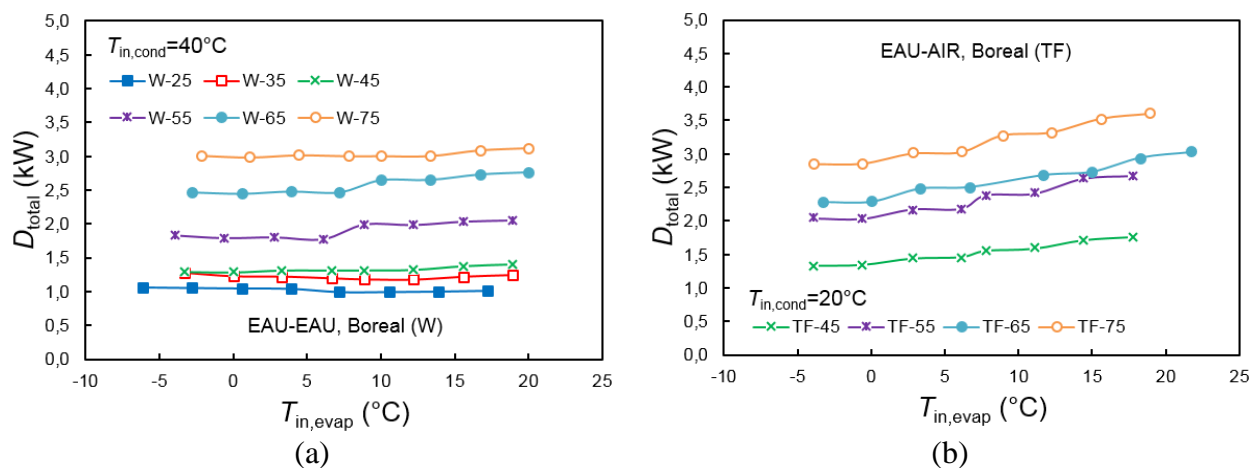


Figure A-11 : Variations de la destruction d'exergie totale en fonction de  $T_{in, evap}$  (a) à  $T_{in, cond} = 40^\circ\text{C}$  donnée pour la série W eau-eau de Boreal® (W-25,-35,-45,-55,-65,-75) et (b) à  $T_{in, cond} = 20^\circ\text{C}$  donnée pour la série TF eau-air de Boreal® (TF-45,-55,-65,-75), mode chauffage.



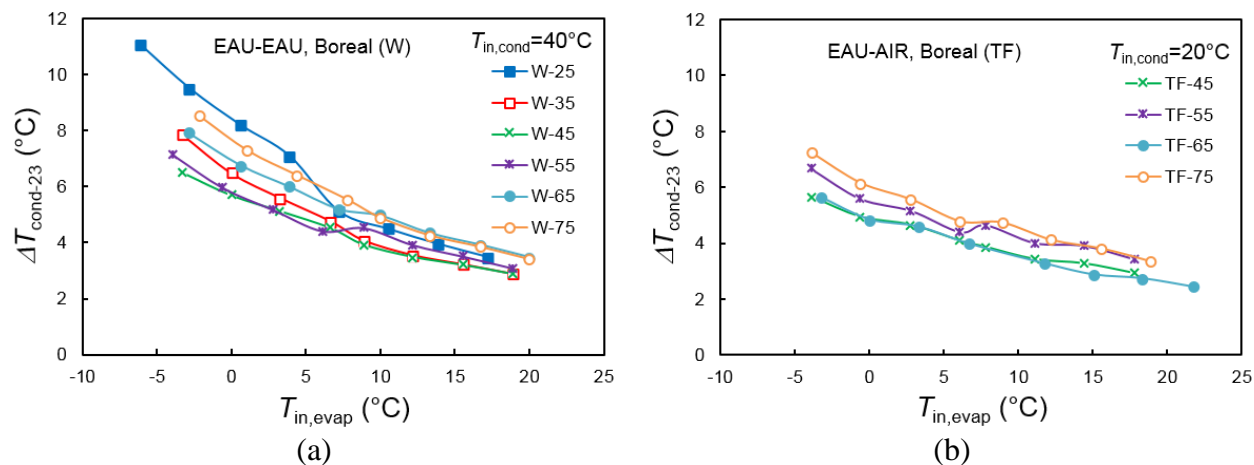


Figure A-12 : Variations de  $\Delta T_{\text{cond-23}}$  en fonction de  $T_{\text{in,evap}}$  (a) à  $T_{\text{in,cond}}=40^{\circ}\text{C}$  donnée pour la série W eau-eau de Boreal® (W-25,-45,-65) et (b) à  $T_{\text{in,cond}}=20^{\circ}\text{C}$  donnée pour la série TF eau-air de Boreal® (TF-45,-55,-65) en mode chauffage.

### Pompe à chaleur ClimateMaster® eau-eau

Tableau A-8 : Liste et caractéristiques des pompes à chaleur étudiées.

Pompe à chaleur	Compresseur	RLA/LRA	Réfrigérant	Voltage/Hz/Phase
TMW036	ZP31K5E-PFV	16.7/79	R-410a	208-230/60/1
TMW060	ZP54K5E-PFV	26.3/134	R-410a	208-230/60/1

Tableau A-9 : Erreur relative entre les performances de la pompe à chaleur et celles du compresseur déterminé avec les  $\Delta T^*$ .

Pompe à chaleur	Erreur relative sur $\dot{Q}$ (%)		Erreur relative sur $\dot{W}$ (%)	
	moyenne	maximale	moyenne	maximale
TMW036	0.51	1.80	2.08	7.27
TMW060	0.52	2.06	1.80	8.71

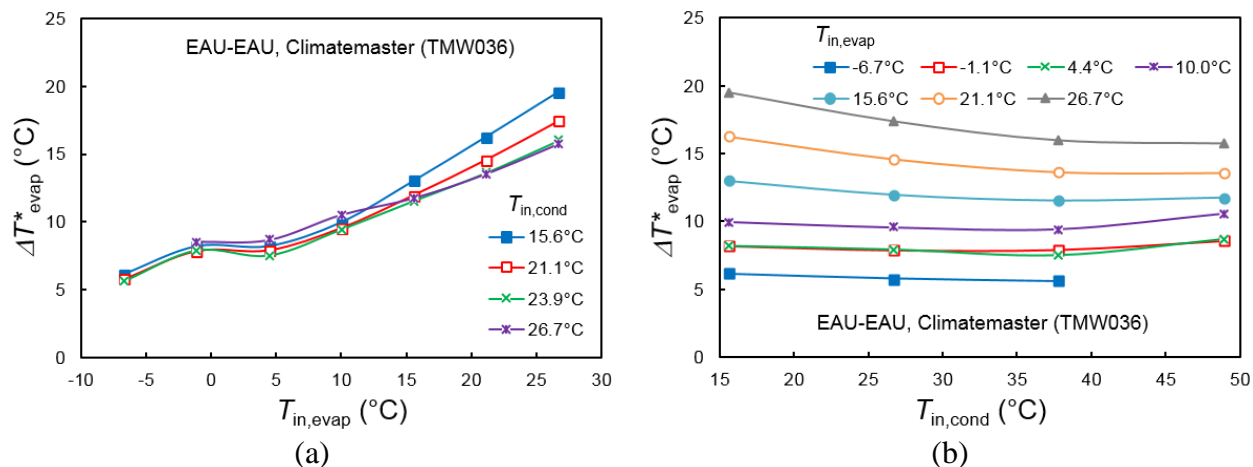


Figure A-13 : Variations de  $\Delta T^*_{evap}$  en fonction de (a)  $T_{in, evap}$  à  $T_{in, cond}$  donnée et (b)  $T_{in, cond}$  à  $T_{in, evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de ClimateMaster® TMW036, mode chauffage.

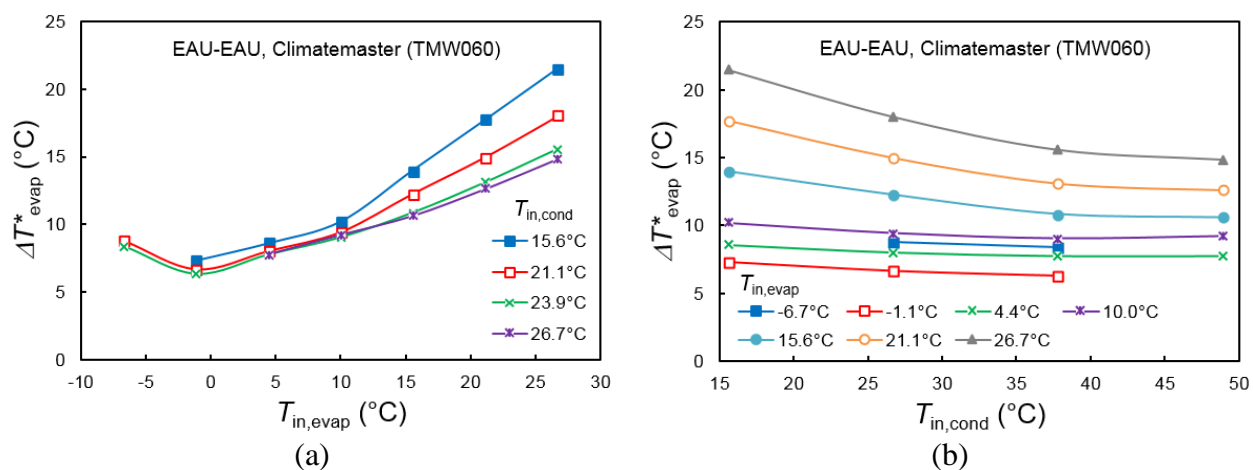


Figure A-14 : Variations de  $\Delta T^*_{evap}$  en fonction de (a)  $T_{in, evap}$  à  $T_{in, cond}$  donnée et (b)  $T_{in, cond}$  à  $T_{in, evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de ClimateMaster® TMW060, mode chauffage.

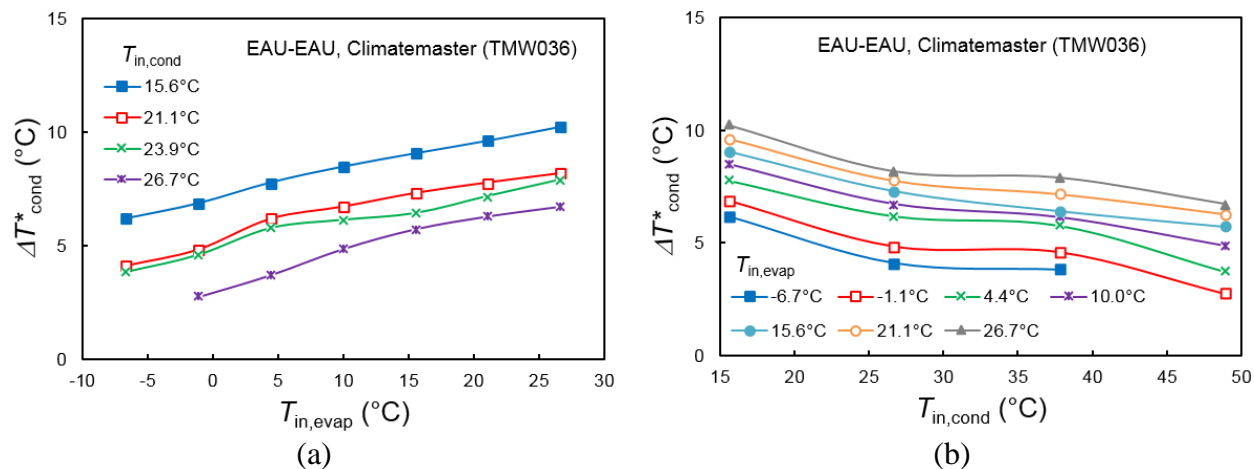


Figure A-15 : Variations de  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de ClimateMaster® TMW036, mode chauffage.

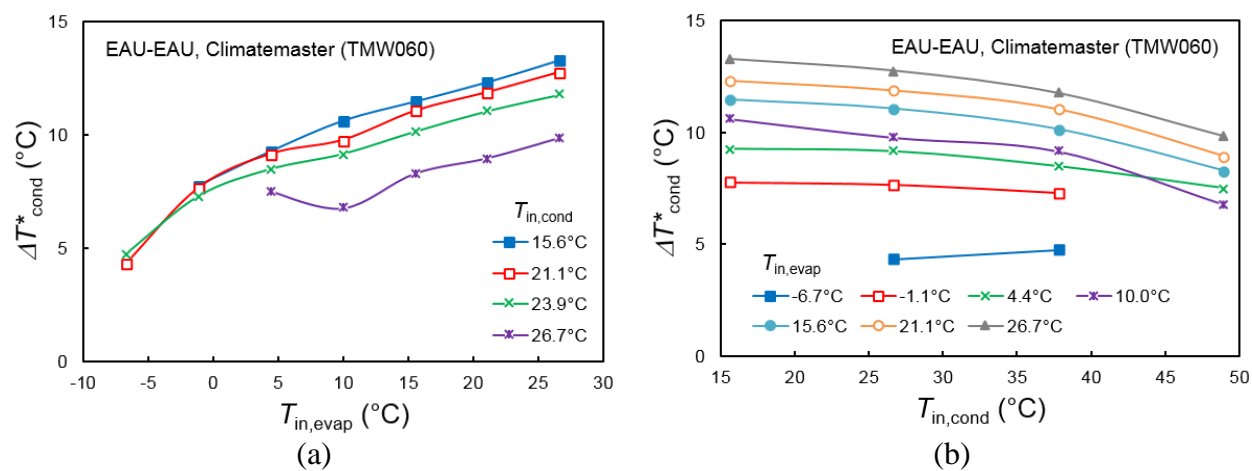


Figure A-16 : Variations de  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de ClimateMaster® TMW060, mode chauffage.

# Pompe à chaleur TRANE® eau-eau

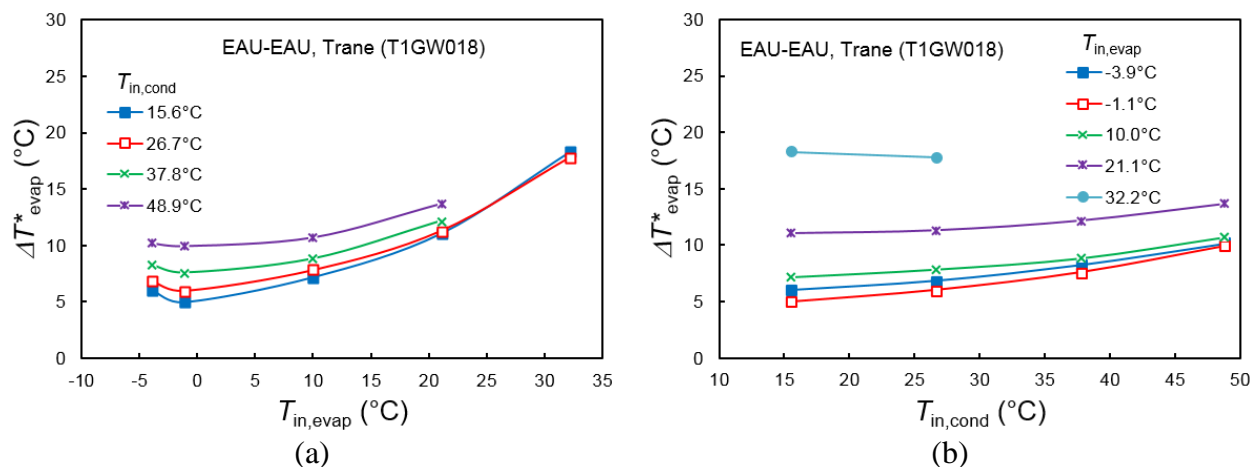


Figure A-17 : Variations de  $\Delta T^*_{evap}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® T1GW018 en mode chauffage.

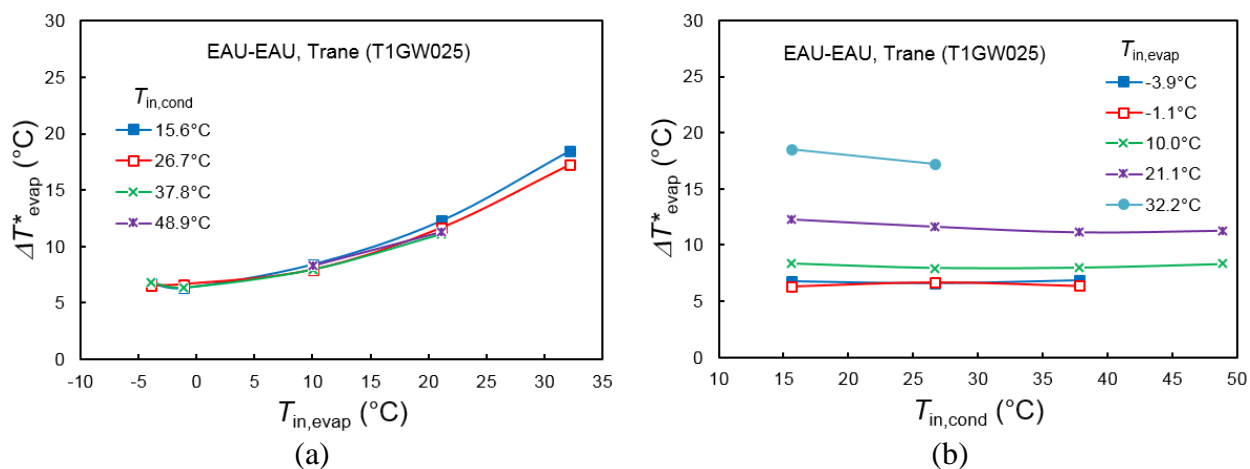


Figure A-18 : Variations de  $\Delta T^*_{evap}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® T1GW025 en mode chauffage.

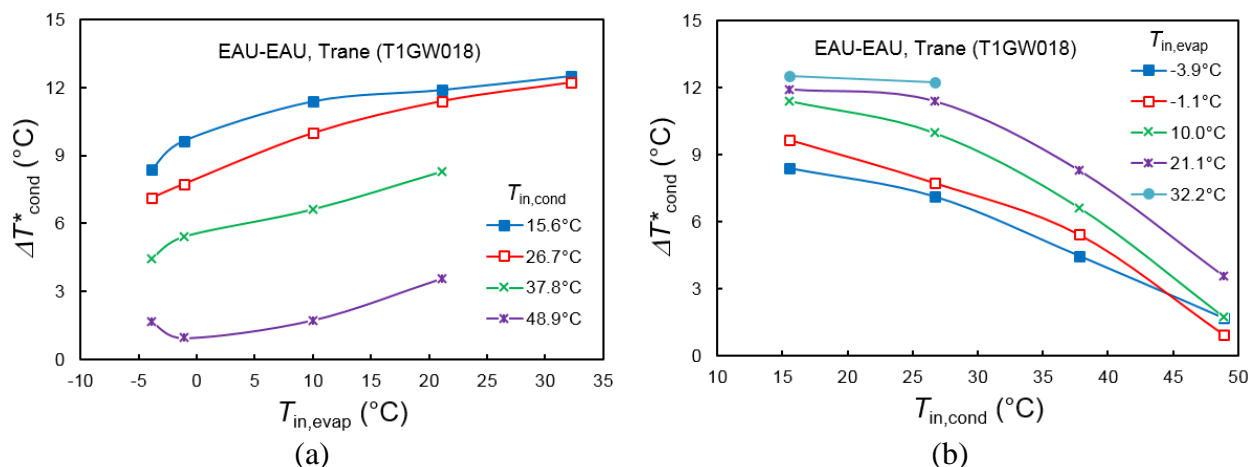


Figure A-19 : Variations de  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® T1GW018 en mode chauffage.

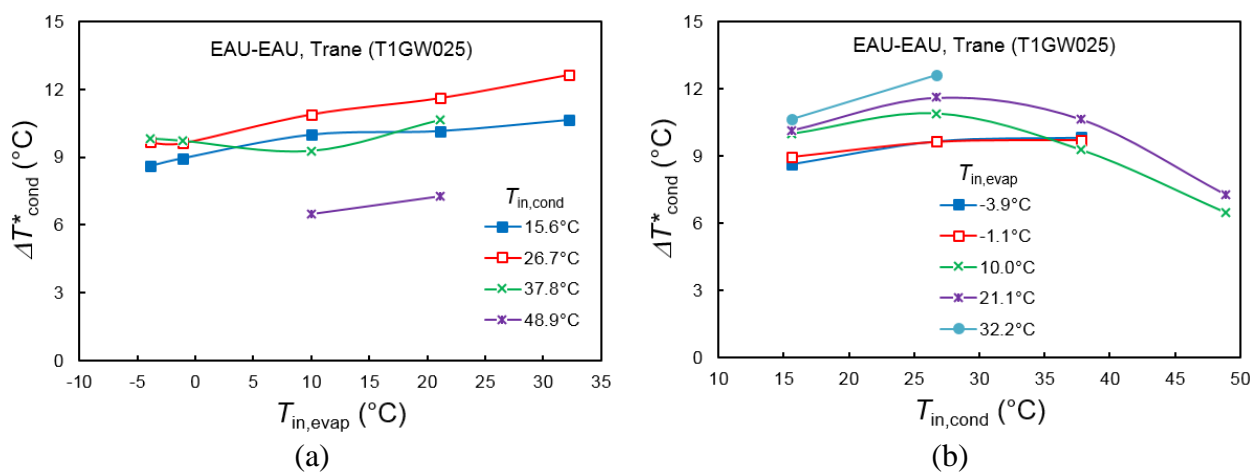


Figure A-20 : Variations de  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® T1GW025 en mode chauffage.

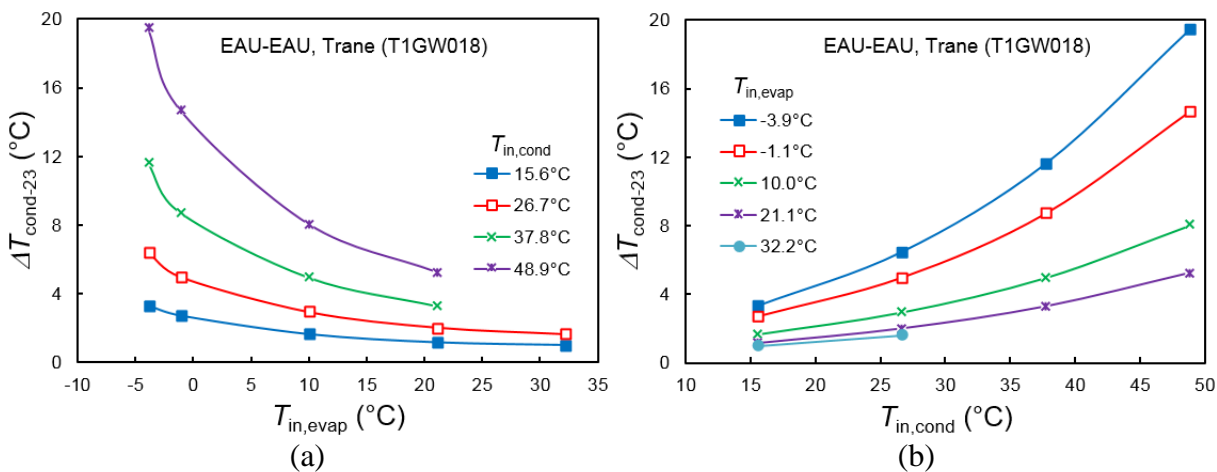


Figure A-21 : Variations de  $\Delta T_{\text{cond-23}}$  en fonction de (a)  $T_{\text{in,evap}}$  à  $T_{\text{in,cond}}$  donnée et (b)  $T_{\text{in,cond}}$  à  $T_{\text{in,evap}}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® T1GW018 en mode chauffage.

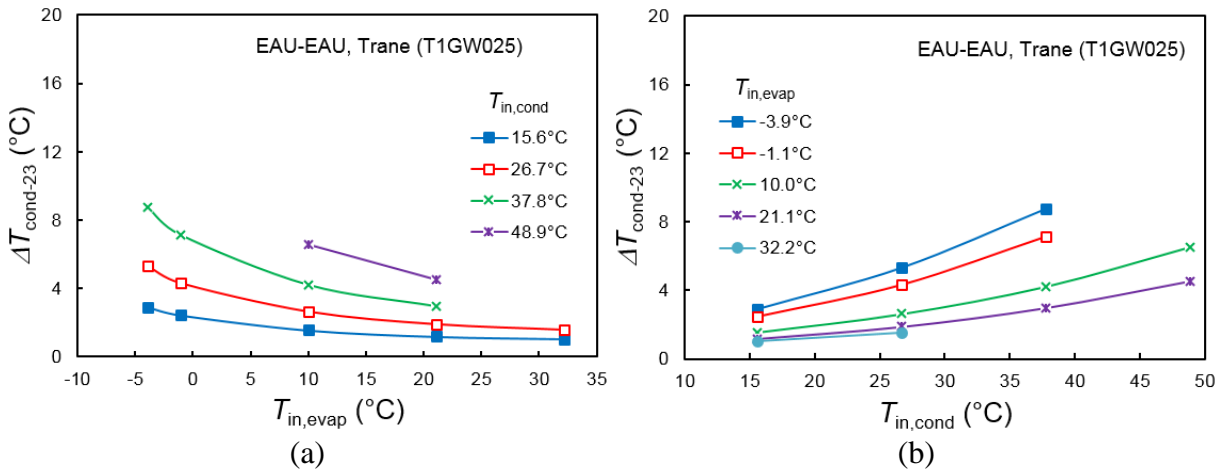


Figure A-22 : Variations de  $\Delta T_{\text{cond-23}}$  en fonction de (a)  $T_{\text{in,evap}}$  à  $T_{\text{in,cond}}$  donnée et (b)  $T_{\text{in,cond}}$  à  $T_{\text{in,evap}}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® T1GW025 en mode chauffage.

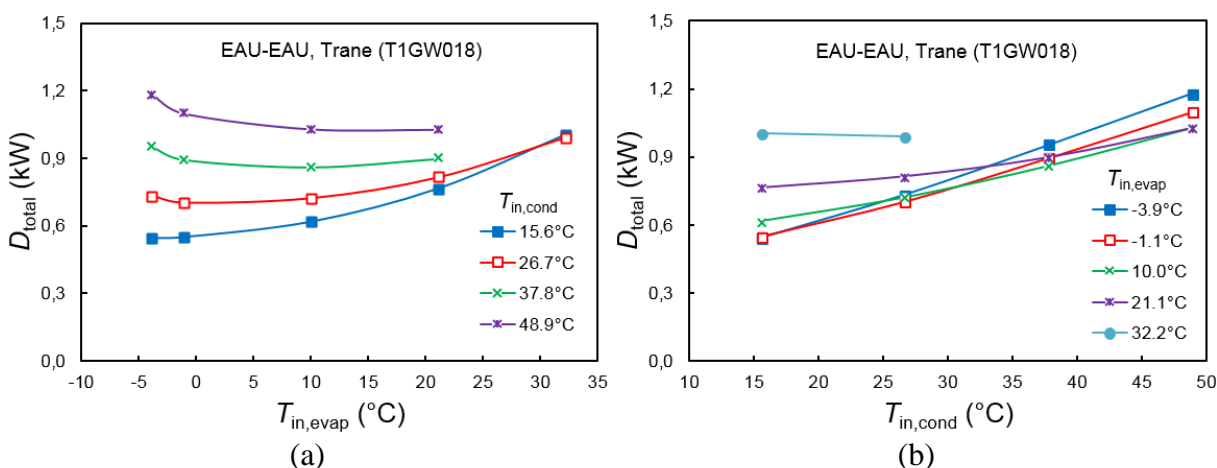


Figure A-23 : Variations de la destruction d'exergie totale en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® T1GW018 en mode chauffage.

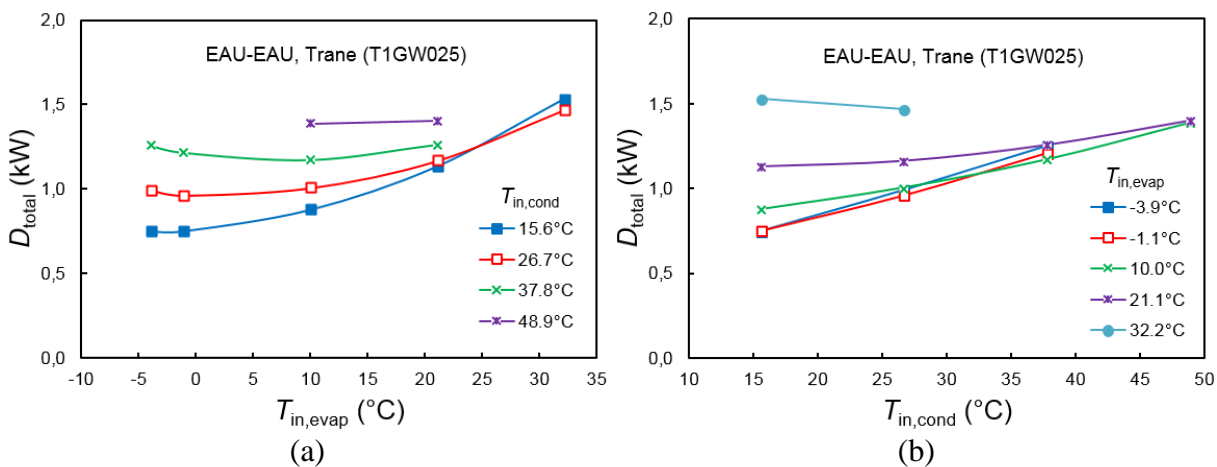


Figure A-24 : Variations de la destruction d'exergie totale en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® T1GW025 en mode chauffage.

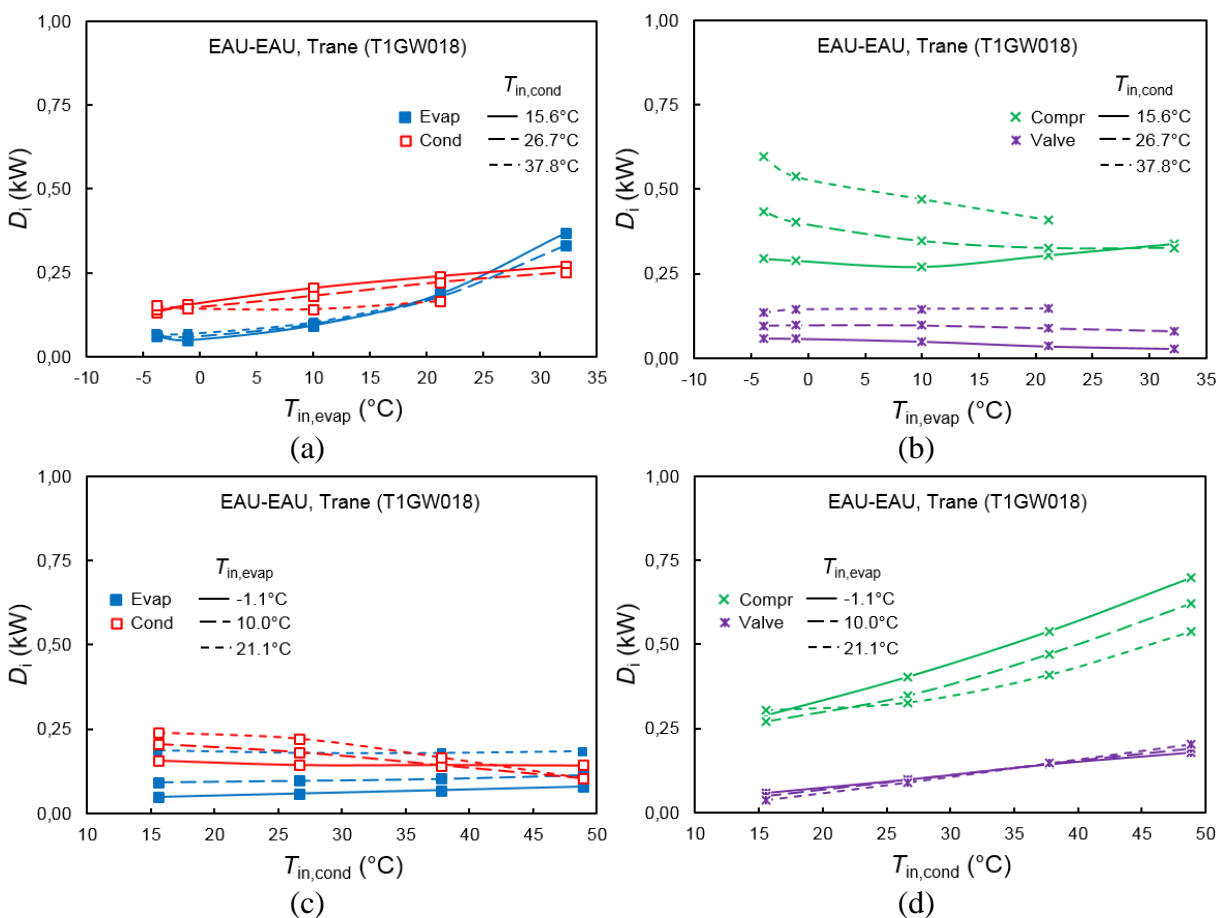


Figure A-25 : Variations de la destruction d'exergie dans les composants en fonction de  $T_{in, evap}$  à  $T_{in, cond}$  donnée et en fonction de  $T_{in, cond}$  à  $T_{in, evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® T1GW018 en mode chauffage.



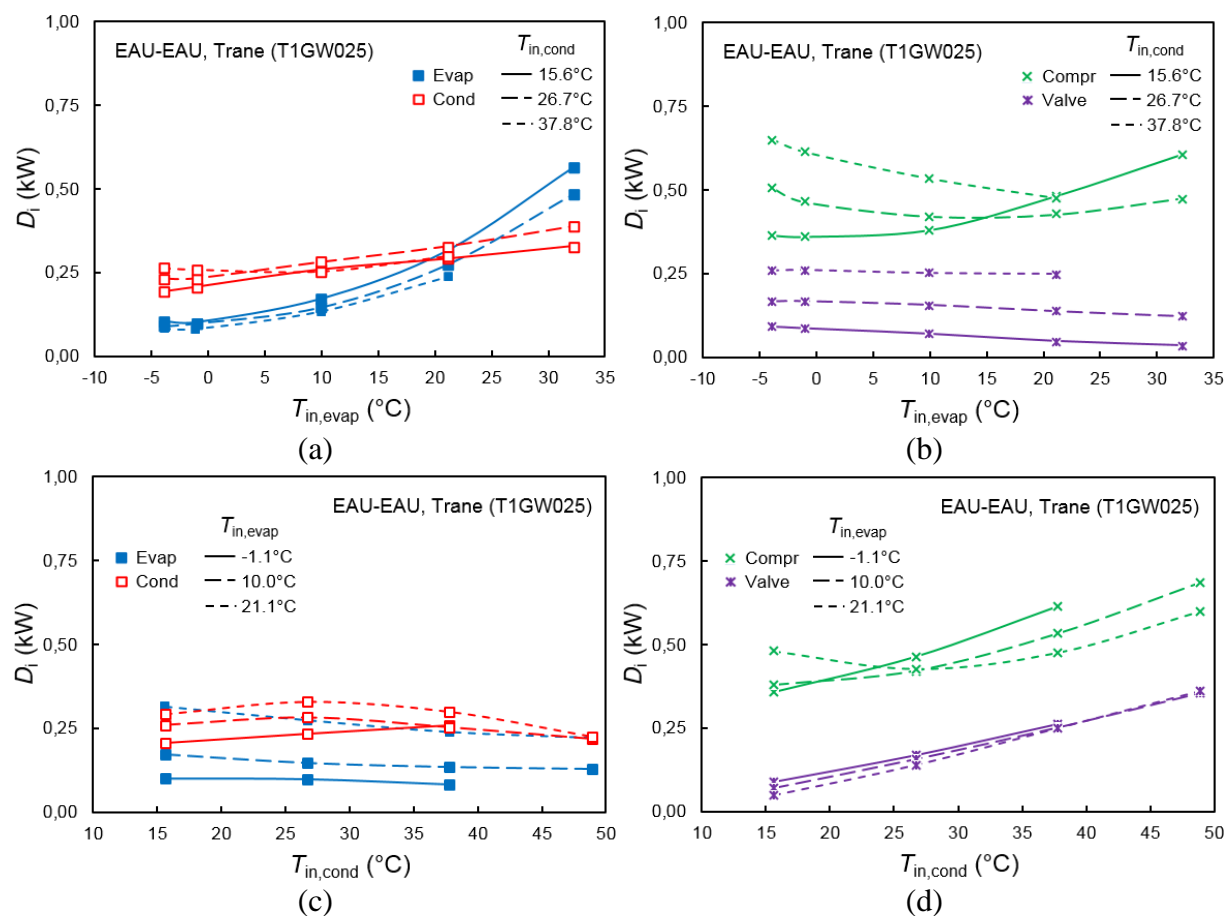


Figure A-26 : Variations de la destruction d'exergie dans les composants en fonction de  $T_{in, evap}$  à  $T_{in, cond}$  donnée et en fonction de  $T_{in, cond}$  à  $T_{in, evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® T1GW025 en mode chauffage.

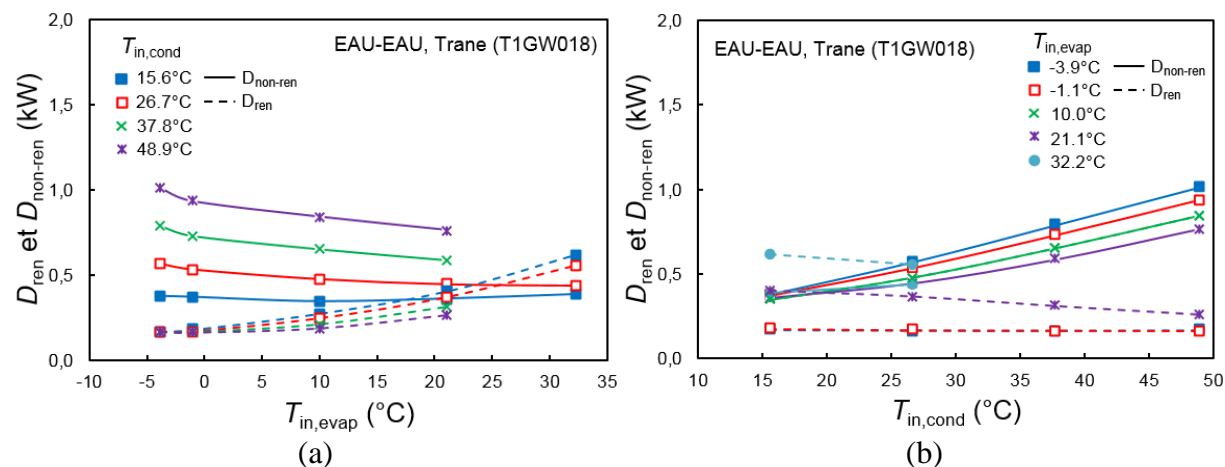


Figure A-27 : Variations de la destruction d'exergie liée aux courants renouvelable et non renouvelable en fonction de (a)  $T_{in, evap}$  à  $T_{in, cond}$  donnée et (b)  $T_{in, cond}$  à  $T_{in, evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® T1GW018 en mode chauffage.

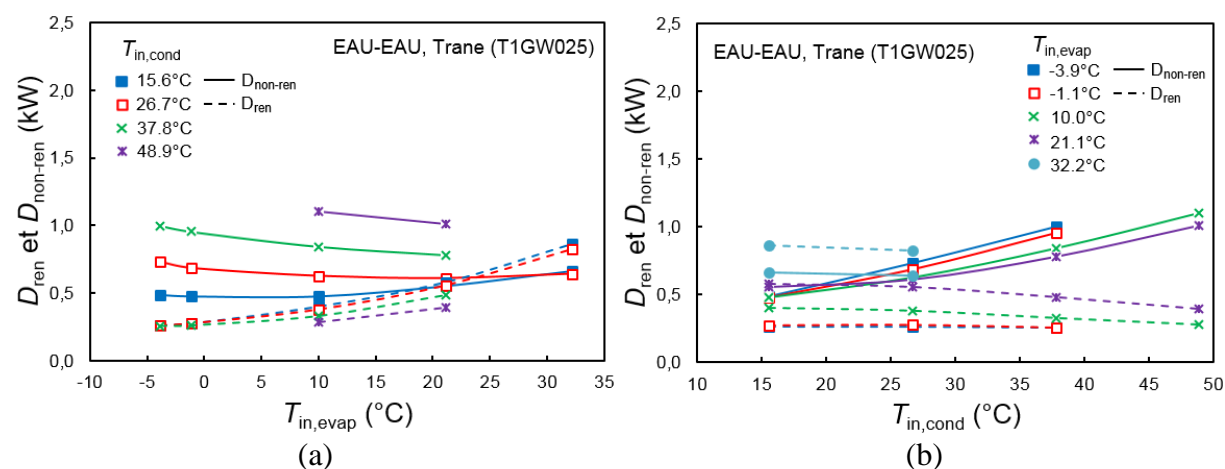


Figure A-28 : Variations de la destruction d'exergie liée aux courants renouvelable et non renouvelable en fonction de (a)  $T_{in, evap}$  à  $T_{in, cond}$  donnée et (b)  $T_{in, cond}$  à  $T_{in, evap}$  donnée pour la pompe à chaleur eau-eau de Trane® T1GW025 en mode chauffage.

# Pompe à chaleur TRANE®<sup>2</sup> air-air

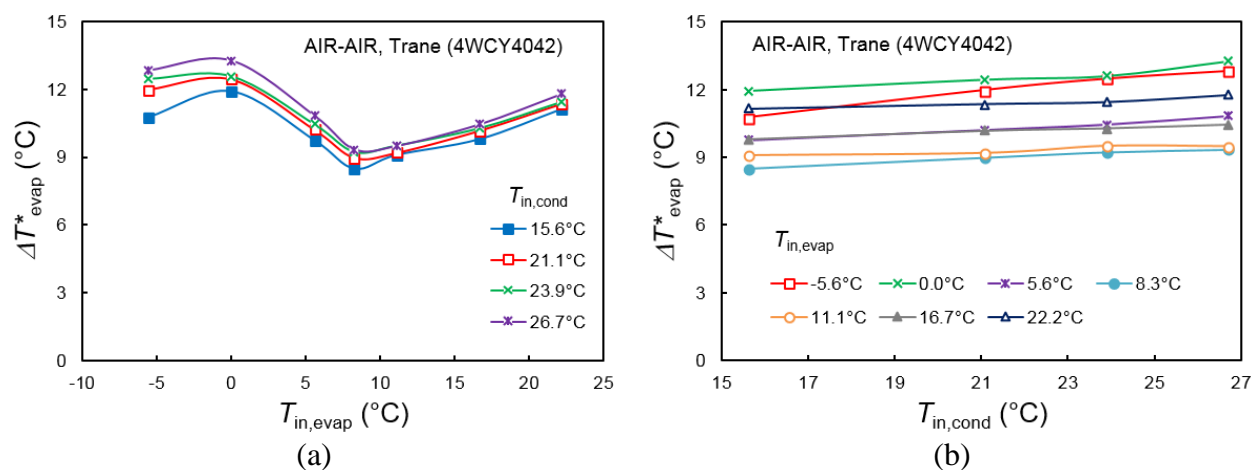


Figure A-29 : Variations de  $\Delta T^*_{evap}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane® 4WCY4042 en mode chauffage.

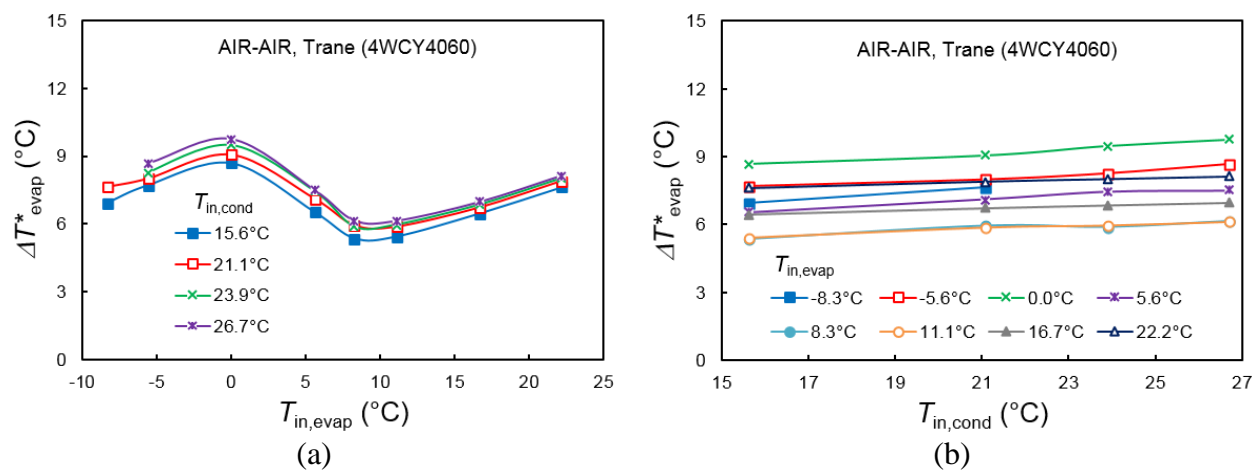


Figure A-30 : Variations de  $\Delta T^*_{evap}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane® 4WCY4060 en mode chauffage.

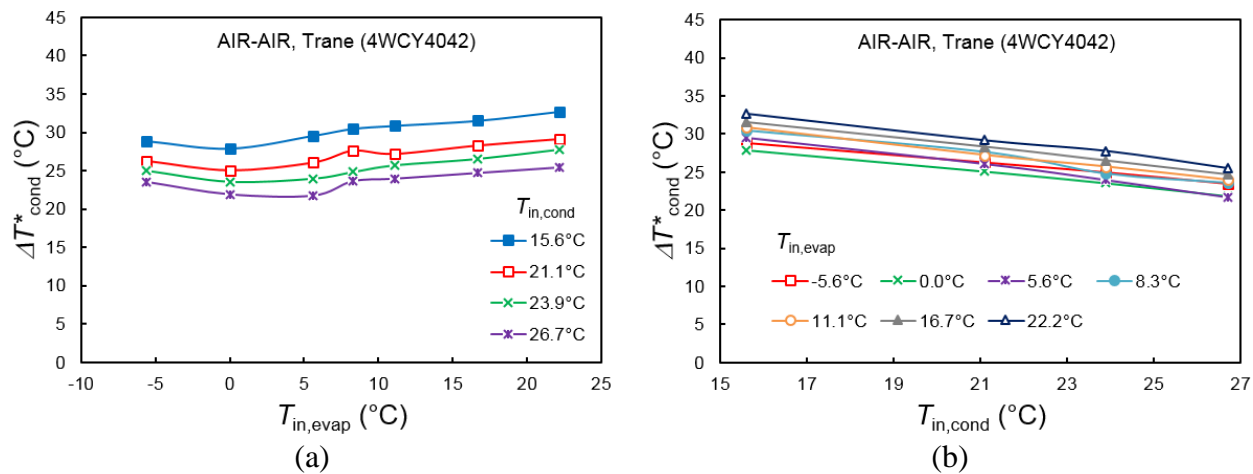


Figure A-31 : Variations de  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane® 4WCY4042 en mode chauffage.

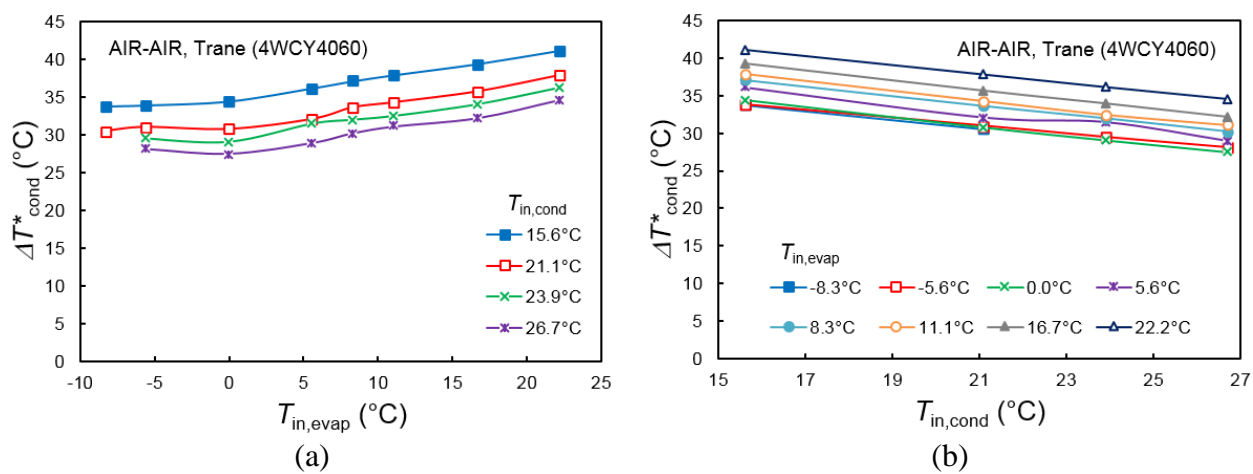


Figure A-32 : Variations de  $\Delta T^*_{cond}$  en fonction de (a)  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée et (b)  $T_{in,cond}$  à  $T_{in,evap}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane® 4WCY4060 en mode chauffage.

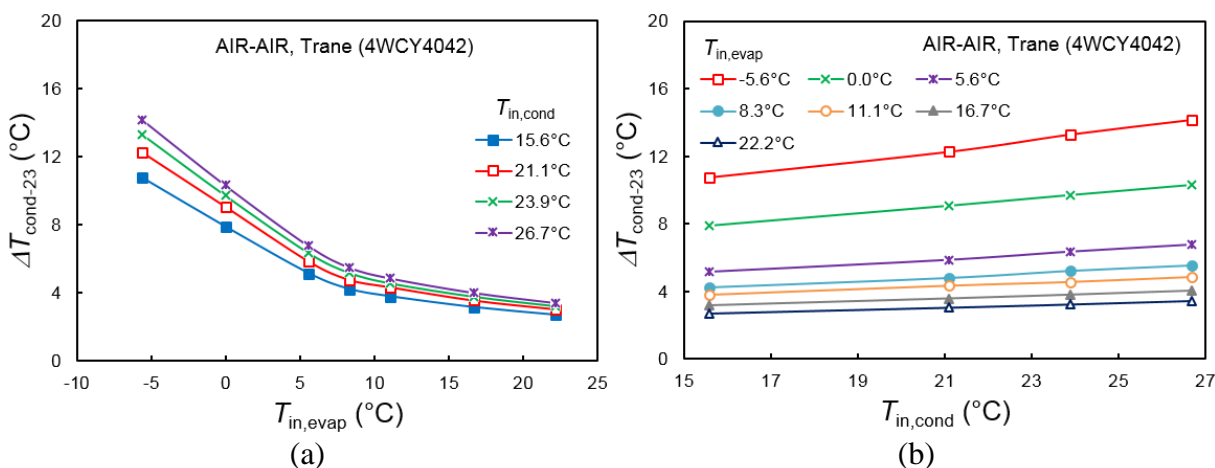


Figure A-33 : Variations de  $\Delta T_{\text{cond-23}}$  en fonction de (a)  $T_{\text{in,evap}}$  à  $T_{\text{in,cond}}$  donnée et (b)  $T_{\text{in,cond}}$  à  $T_{\text{in,evap}}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane® 4WCY4042 en mode chauffage.

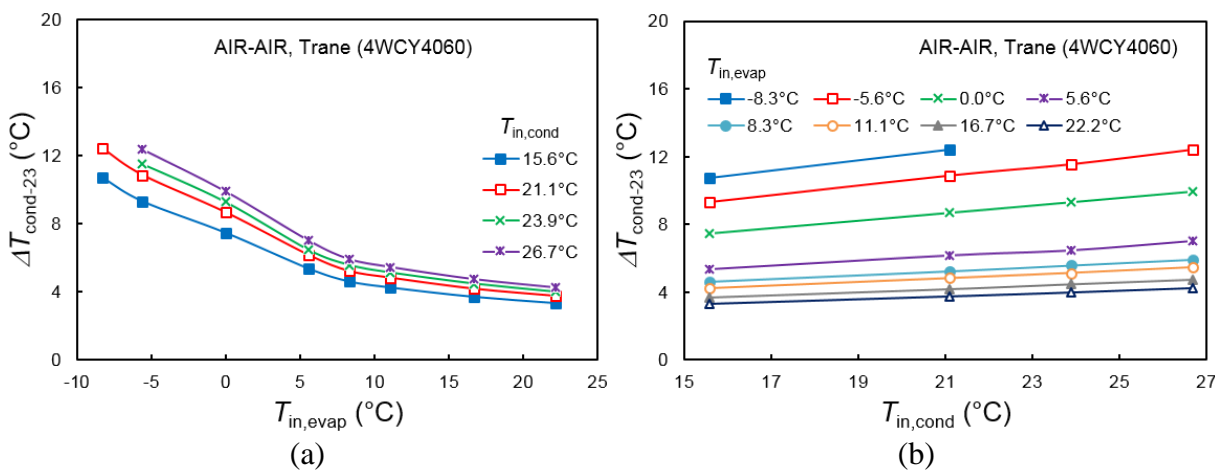


Figure A-34 : Variations de  $\Delta T_{\text{cond-23}}$  en fonction de (a)  $T_{\text{in,evap}}$  à  $T_{\text{in,cond}}$  donnée et (b)  $T_{\text{in,cond}}$  à  $T_{\text{in,evap}}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane® 4WCY4060 en mode chauffage.

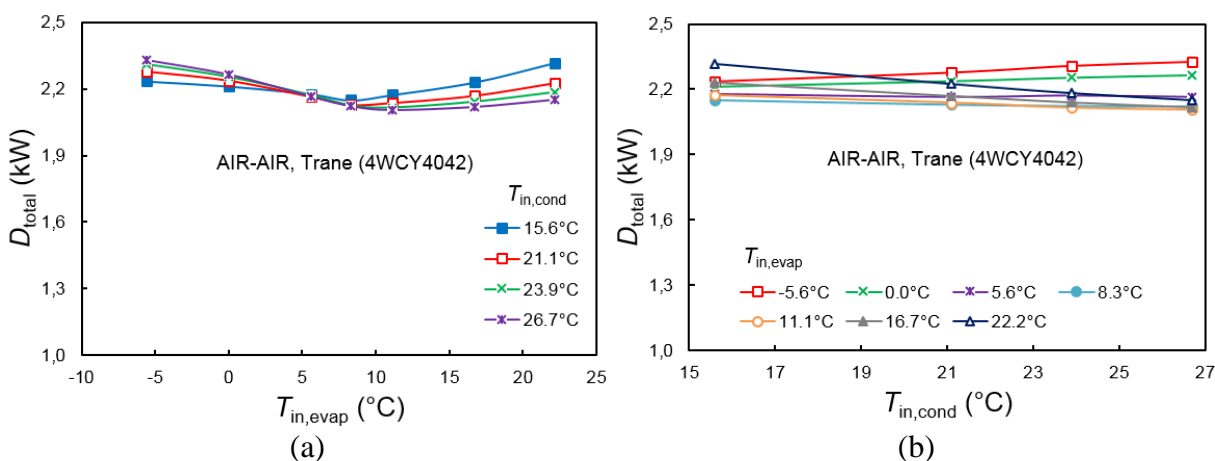


Figure A-35 : Variations de la destruction d'exergie dans les composants en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane® 4WCY4042 en mode chauffage.

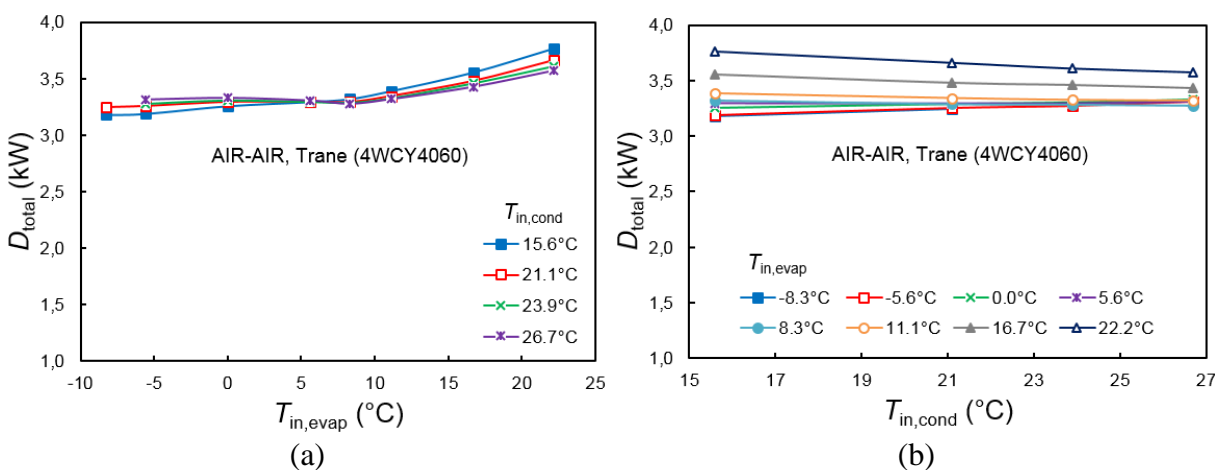


Figure A-36 : Variations de la destruction d'exergie dans les composants en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane® 4WCY4060 en mode chauffage.

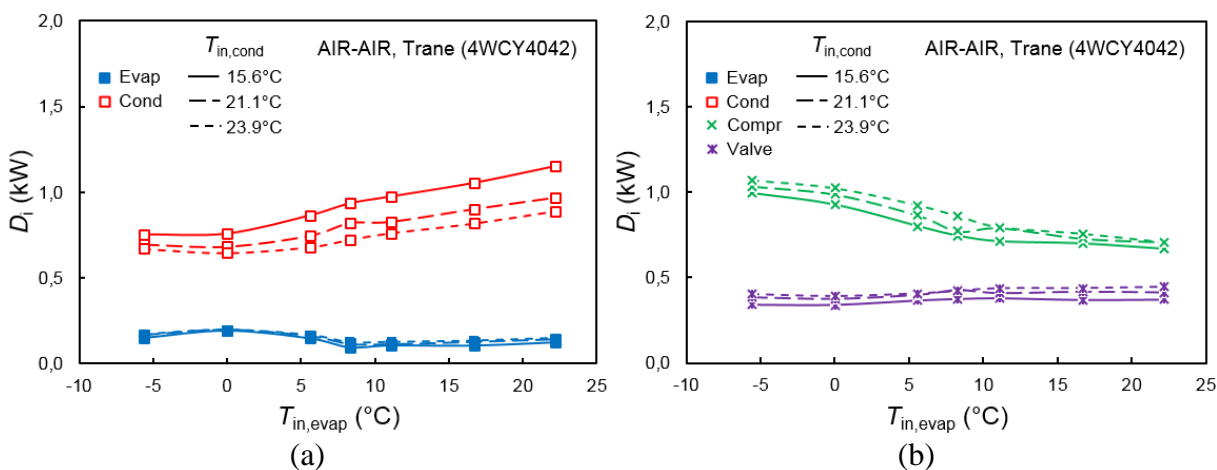


Figure A-37 : Variations de la destruction d'exergie dans les composants en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane® 4WCY4042 en mode chauffage.

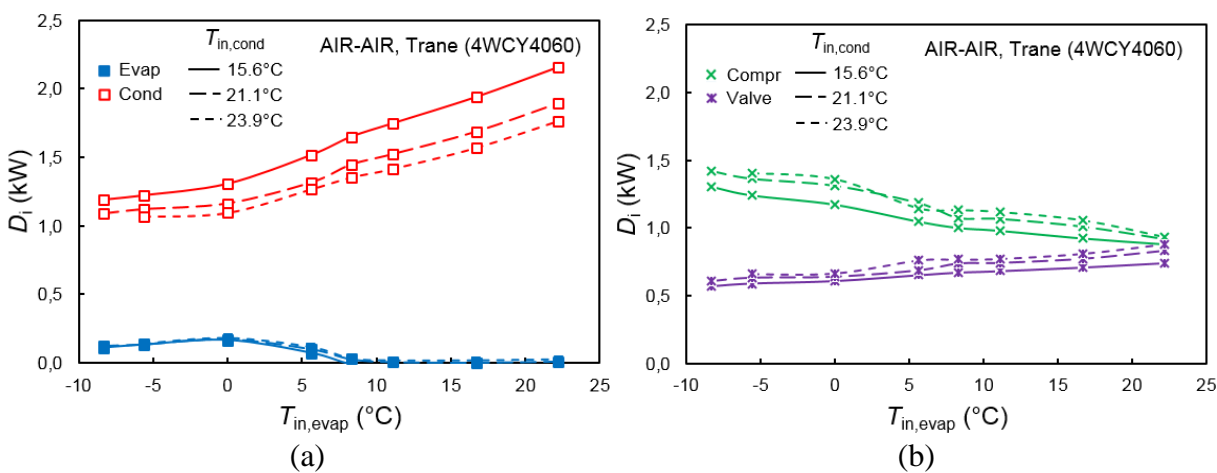


Figure A-38 : Variations de la destruction d'exergie dans les composants en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée pour la pompe à chaleur de Trane® 4WCY4060 en mode chauffage.

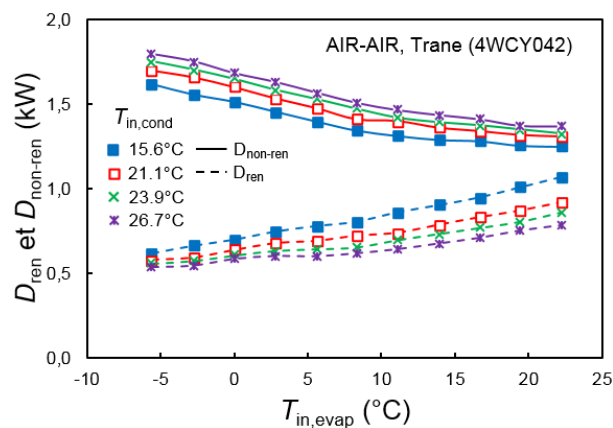


Figure A-39 : Variations de la destruction d'exergie liée aux courants renouvelable et non renouvelable en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane® 4WCY4042 en mode chauffage.

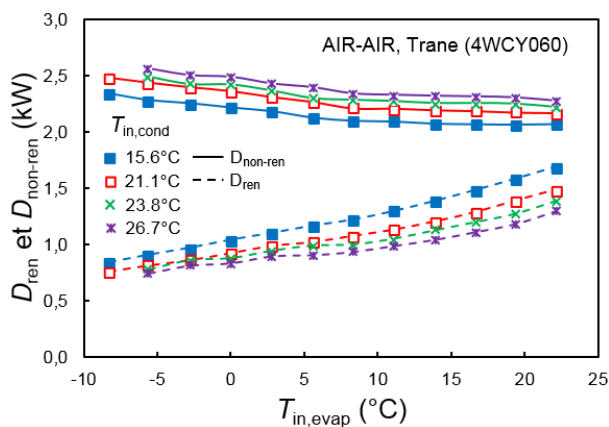


Figure A-40 : Variations de la destruction d'exergie liée aux courants renouvelable et non renouvelable en fonction de  $T_{in,evap}$  à  $T_{in,cond}$  donnée pour la pompe à chaleur air-air de Trane® 4WCY4060 en mode chauffage.



## Étude des schémas de calculs pour la résolution des équations différentielles des réservoirs de stockage.

Cas où  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ ,  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$  et  $T_{st,g,max}=12^\circ\text{C}$  (ainsi que T1GW025)

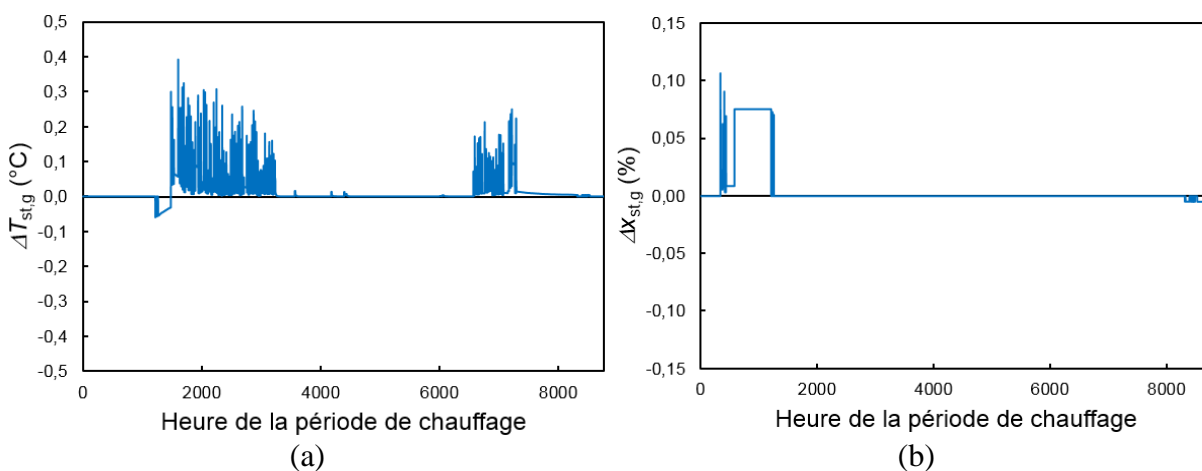


Figure A-41 : Différences de (a) températures et (b) proportions de glace du réservoir de glace entre « Euler corrigée – 1 hr » et « Euler – 3 min ».

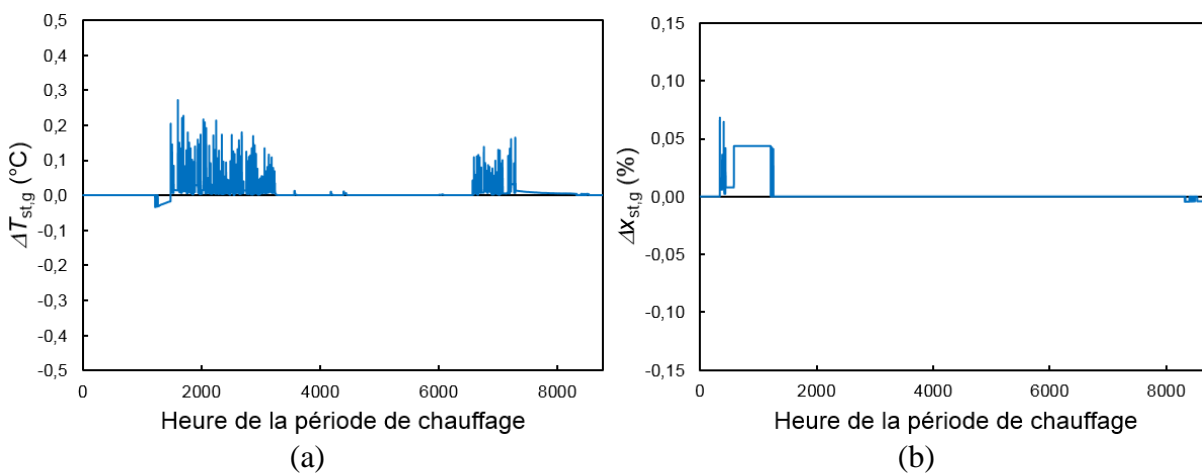


Figure A-42 : Différences de (a) températures et (b) proportions de glace du réservoir de glace entre « RK 4 – 1 hr » et « Euler – 3 min ».

Cas où  $V_{st,g}=5 \text{ m}^3$ ,  $S_{col}=47.8 \text{ m}^2$  et  $T_{st,g,max}=20^\circ\text{C}$  (ainsi que T1GW025)

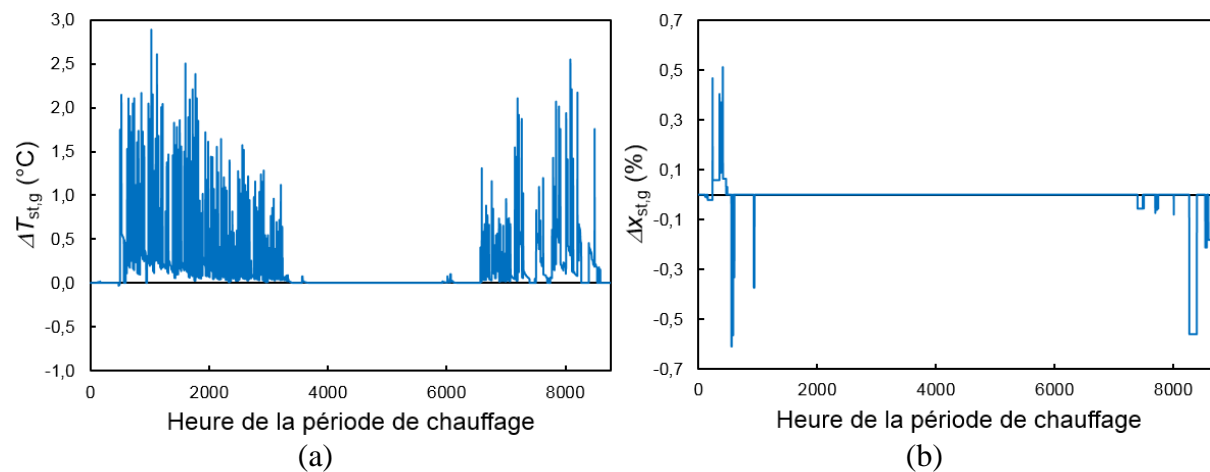


Figure A-43 : Différences de (a) températures et (b) proportions de glace du réservoir de glace entre « Euler corrigée – 1 hr » et « Euler – 3 min ».

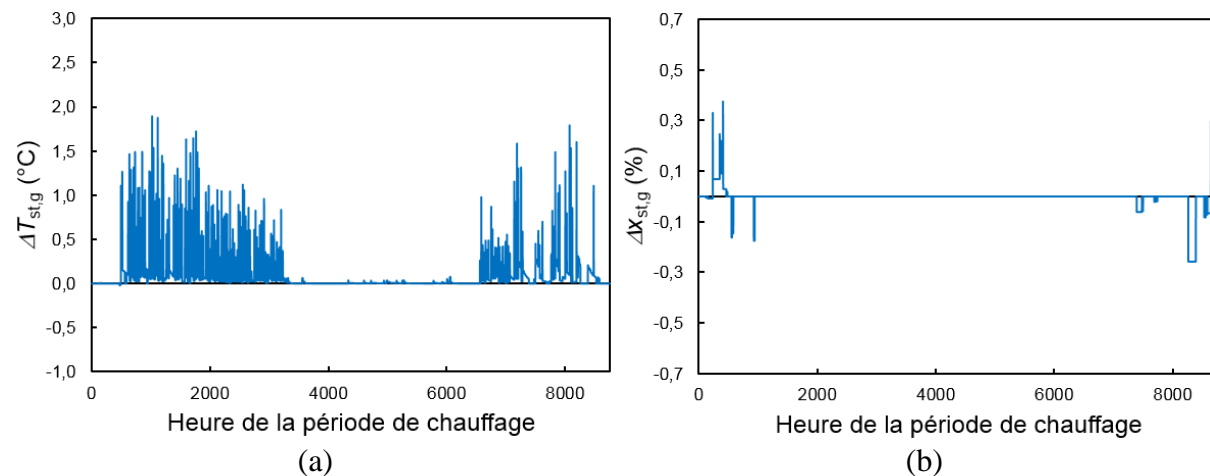


Figure A-44 : Différences de (a) températures et (b) proportions de glace du réservoir de glace entre « RK 4 – 1 hr » et « Euler – 3 min ».

## ANNEXE 3 – Coefficients des approximations pour la modélisation des pompes à chaleur

### Approximations des performances des pompes à chaleur eau-eau et du compresseur

Relations linéaires des performances :

$$\dot{Q}_{evap} = A_{0Q}^{PaC} + A_{1Q}^{PaC} T_{in,evap} + A_{2Q}^{PaC} T_{in,cond} \quad (A.1)$$

$$\dot{W}_{compr} = A_{0W}^{PaC} + A_{1W}^{PaC} T_{in,evap} + A_{2W}^{PaC} T_{in,cond} \quad (A.2)$$

Tableau A-10 : Coefficients des approximations des performances des pompes à chaleur eau-eau et du compresseur.

PàC/compr.	$\dot{Q}_{evap}$	$\dot{W}_{compr}$
Trane® Eau-Eau T1GW018	$A_{0Q}^{PaC} = 4.87794$	$A_{0W}^{PaC} = 0.43619$
	$A_{1Q}^{PaC} = 0.12355$	$A_{1W}^{PaC} = -0.00174$
	$A_{2Q}^{PaC} = -0.05222$	$A_{2W}^{PaC} = 0.02731$
Trane® Eau-Eau T1GW025	$A_{0Q}^{PaC} = 7.13752$	$A_{0W}^{PaC} = 0.64530$
	$A_{1Q}^{PaC} = 0.18601$	$A_{1W}^{PaC} = 0.00028$
	$A_{2Q}^{PaC} = -0.07040$	$A_{2W}^{PaC} = 0.03748$
Trane® Eau-Eau T1GW040	$A_{0Q}^{PaC} = 9.85176$	$A_{0W}^{PaC} = 0.93028$
	$A_{1Q}^{PaC} = 0.26467$	$A_{1W}^{PaC} = 0.00072$
	$A_{2Q}^{PaC} = -0.0931$	$A_{2W}^{PaC} = 0.05119$
Trane® Eau-Eau T1GW050	$A_{0Q}^{PaC} = 14.67137$	$A_{0W}^{PaC} = 1.30383$
	$A_{1Q}^{PaC} = 0.31973$	$A_{1W}^{PaC} = 0.00278$
	$A_{2Q}^{PaC} = -0.14740$	$A_{2W}^{PaC} = 0.07605$

Tableau A-10 (suite) : Coefficients des approximations des performances  
des pompes à chaleur eau-eau et du compresseur.

Copeland™ ZP38KCE	$A_{0Q}^{compr} = 25.57932$	$A_{0W}^{compr} = 2.08548$
	$A_{1Q}^{compr} = 0.78815$	$A_{1W}^{compr} = 0.01516$
	$A_{2Q}^{compr} = 0.00833$	$A_{2W}^{compr} = 0.00065$
	$A_{3Q}^{compr} = -0.14994$	$A_{3W}^{compr} = 0.01944$
	$A_{4Q}^{compr} = -0.00139$	$A_{4W}^{compr} = 0.00102$
	$A_{5Q}^{compr} = 0$	$A_{5W}^{compr} = -0.00095$
	$A_{6Q}^{compr} = 0$	$A_{6W}^{compr} = -0.00007$
	$A_{7Q}^{compr} = -0.000089$	$A_{7W}^{compr} = 0.000012$
	$A_{8Q}^{compr} = -0.0000005$	$A_{8W}^{compr} = 0.0000011$

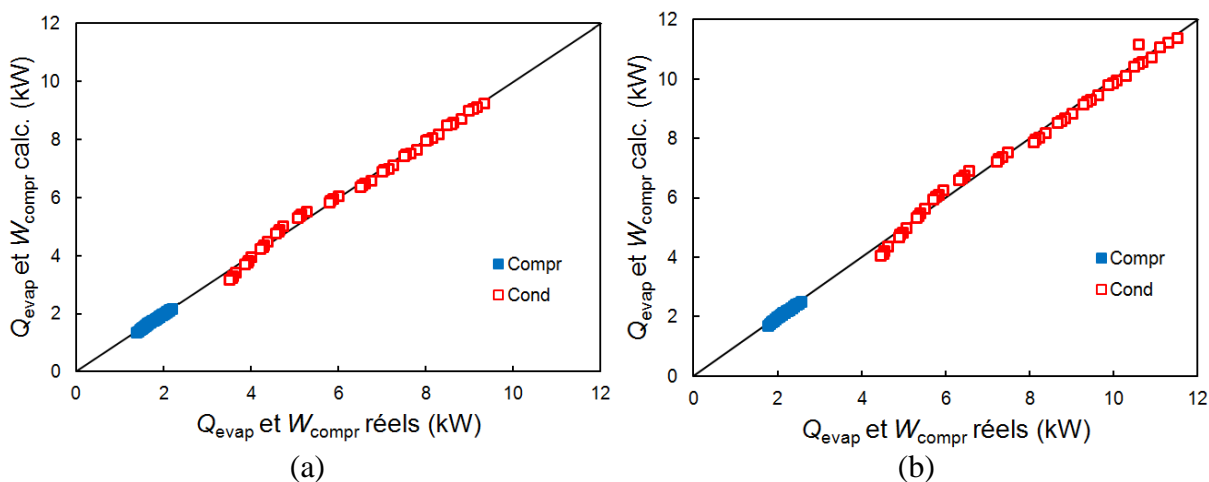


Figure A-45 : Comparaison des valeurs réelles et calculées des pompes à chaleur eau-eau  
de Trane® (a) 4WCY4024 et (b) 4WCY4030.

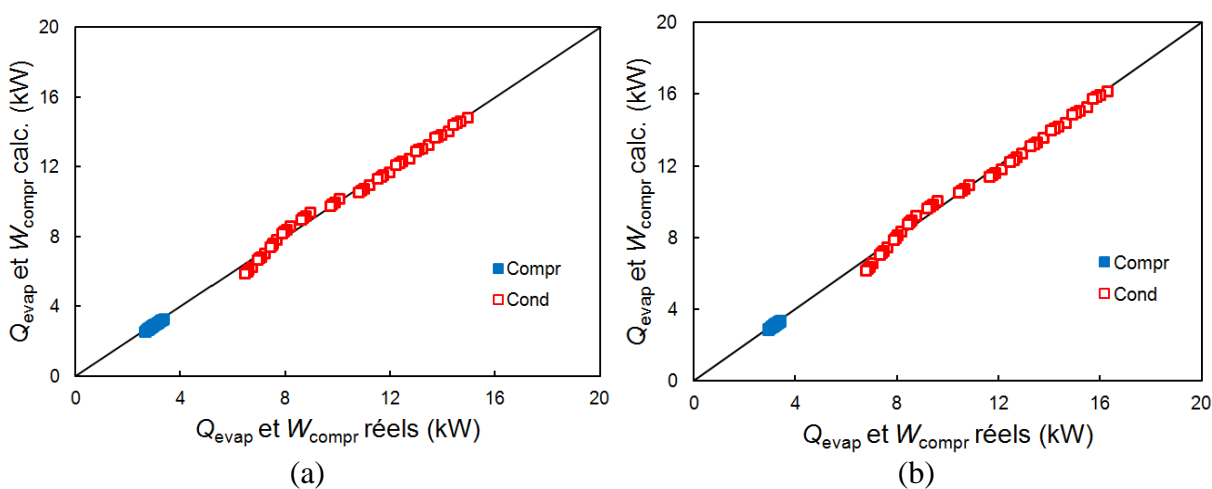


Figure A-46 : Comparaison des valeurs réelles et calculées des pompes à chaleur eau-eau de Trane® (a) 4WCY4036 et (b) 4WCY4042.

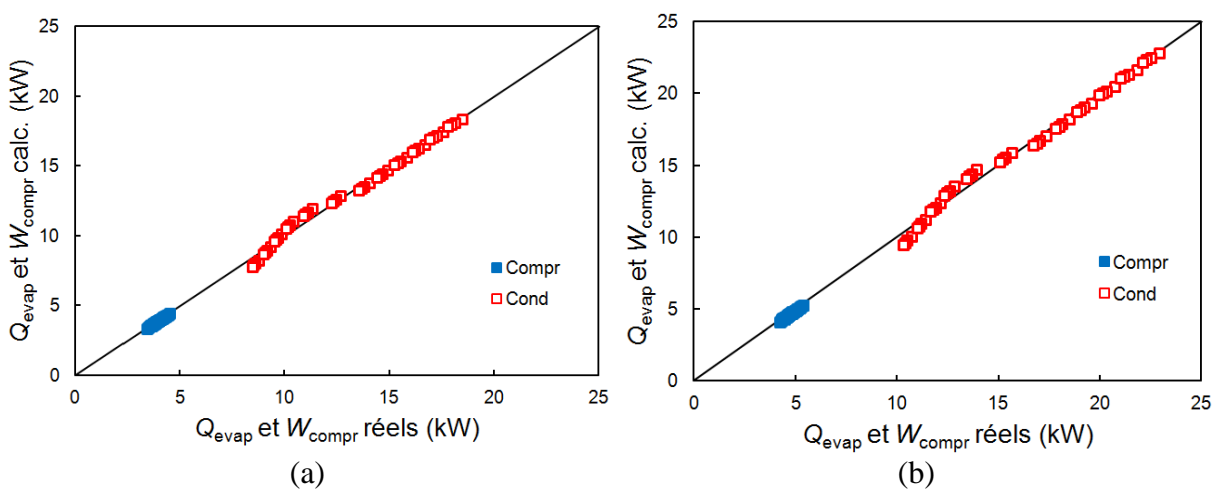


Figure A-47 : Comparaison des valeurs réelles et calculées des pompes à chaleur eau-eau de Trane® (a) 4WCY4048 et (b) 4WCY4060.

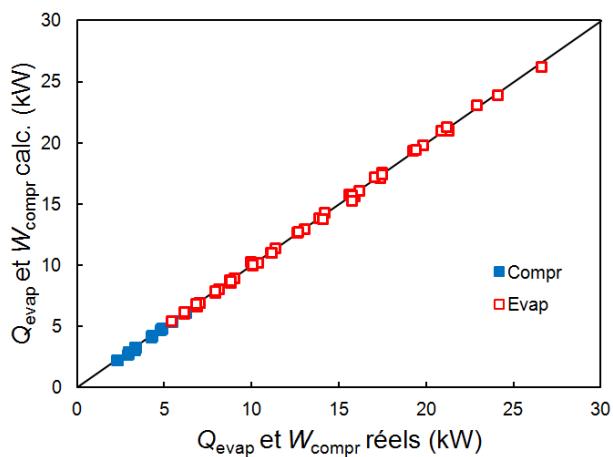


Figure A-48 : Comparaison des valeurs réelles et calculées  
du compresseur Copeland™ ZP38KCE.

### Approximations des performances des pompes à chaleur air-air

Relations linéaires des performances :

$$\dot{Q}_{cond} = A_{0Q}^{PaC} + A_{1Q}^{PaC} T_{in,cond} + A_{2Q}^{PaC} T_{in,evap} \quad (A.3)$$

$$\dot{W}_{compr} = A_{0W}^{PaC} + A_{1W}^{PaC} T_{in,cond} + A_{1W}^{PaC} T_{in,evap} \quad (A.4)$$

Tableau A-11 : Coefficients des approximations des performances des  
pompes à chaleur air-air.

PàC/compr.	$\dot{Q}_{cond}$	$\dot{W}_{compr}$
Trane® Air-Air 4WCY4024	$A_{0Q}^{PaC} = 5.34203$	$A_{0W}^{PaC} = 1.25860$
	$A_{1Q}^{PaC} = -0.02125$	$A_{1W}^{PaC} = 0.01672$
	$A_{2Q}^{PaC} = 0.19097$	$A_{2W}^{PaC} = 0.02104$
Trane® Air-Air 4WCY4030	$A_{0Q}^{PaC} = 6.71635$	$A_{0W}^{PaC} = 1.58165$
	$A_{1Q}^{PaC} = -0.02788$	$A_{1W}^{PaC} = 0.01891$
	$A_{2Q}^{PaC} = 0.23019$	$A_{2W}^{PaC} = 0.01941$

Tableau A-11 (suite) : Coefficients des approximations des performances  
des pompes à chaleur air-air.

Trane® Air-Air 4WCY4036	$A_{0Q}^{PaC} = 9.21564$	$A_{0W}^{PaC} = 2.27760$
	$A_{1Q}^{PaC} = -0.03557$	$A_{1W}^{PaC} = 0.02702$
	$A_{2Q}^{PaC} = 0.27971$	$A_{2W}^{PaC} = 0.01487$
Trane® Air-Air 4WCY4042	$A_{0Q}^{PaC} = 9.86554$	$A_{0W}^{PaC} = 2.50075$
	$A_{1Q}^{PaC} = -0.03904$	$A_{1W}^{PaC} = 0.02787$
	$A_{2Q}^{PaC} = 0.31325$	$A_{2W}^{PaC} = 0.00686$
Trane® Air-Air 4WCY4048	$A_{0Q}^{PaC} = 11.70554$	$A_{0W}^{PaC} = 2.95031$
	$A_{1Q}^{PaC} = -0.04429$	$A_{1W}^{PaC} = 0.03894$
	$A_{2Q}^{PaC} = 0.33004$	$A_{2W}^{PaC} = 0.02303$
Trane® Air-Air 4WCY4060	$A_{0Q}^{PaC} = 14.42238$	$A_{0W}^{PaC} = 3.67903$
	$A_{1Q}^{PaC} = -0.05569$	$A_{1W}^{PaC} = 0.04130$
	$A_{2Q}^{PaC} = 0.41618$	$A_{2W}^{PaC} = 0.02388$

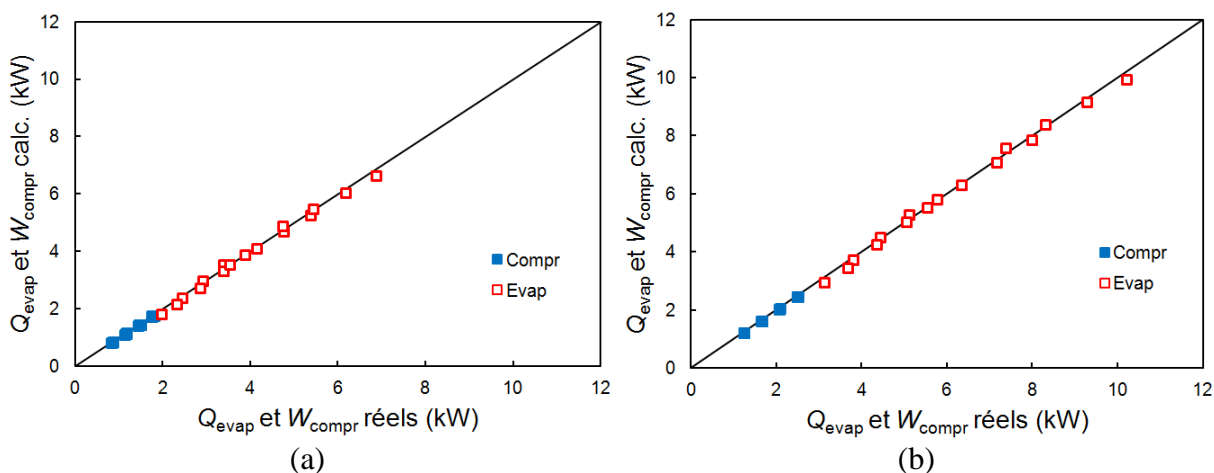


Figure A-49 : Comparaison des valeurs réelles et calculées des pompes à chaleur air-air  
de Trane® (a) T1GW018 et (b) T1GW025.

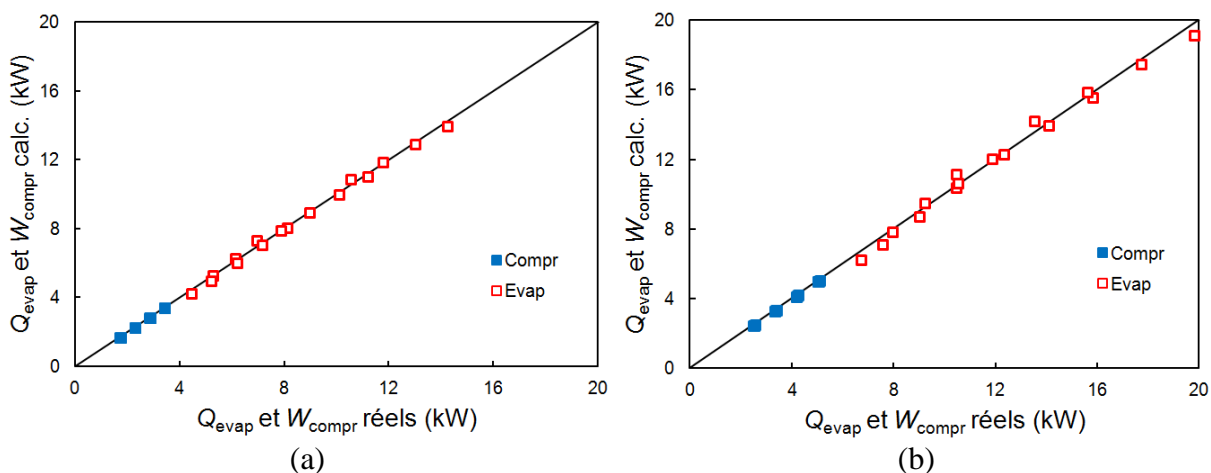


Figure A-50 : Comparaison des valeurs réelles et calculées des pompes à chaleur air-air de Trane® (a) T1GW040 et (b) T1GW050.

### Approximations des différences de températures des pompes à chaleur

Tableau A-12 : Coefficients des approximations des différences de températures des pompes à chaleur.

Type	$\Delta T_{\text{evap}}^*$	$\Delta T_{\text{cond}}^*$	$\Delta T_{\text{cond}-23}$
Eau-Eau			$a_0^{\text{ee,cc}} = 0.4874815$
			$a_1^{\text{ee,cc}} = 0.0241923$
	$a_0^{\text{ee,e}} = 8.72945$	$a_0^{\text{ee,c}} = 7.77242$	$a_2^{\text{ee,cc}} = -0.0001461$
	$a_1^{\text{ee,e}} = 0.10541$	$a_1^{\text{ee,c}} = 0.13426$	$a_3^{\text{ee,cc}} = -0.0137733$
	$a_2^{\text{ee,e}} = 0.00853$	$a_2^{\text{ee,c}} = 0.11591$	$a_4^{\text{ee,cc}} = 0.0055076$
	$a_3^{\text{ee,e}} = -0.09091$	$a_3^{\text{ee,c}} = -0.00381$	$a_5^{\text{ee,cc}} = 0.0002116$
	$a_4^{\text{ee,e}} = 0.00152$		$a_6^{\text{ee,cc}} = -0.0000154$
			$a_7^{\text{ee,cc}} = -0.0003652$
			$a_8^{\text{ee,cc}} = 0.0000091$



Tableau A-12 (suite) : Coefficients des approximations des différences de températures des pompes à chaleur.

Air-Air	$a_0^{aa,e} = 8.78081$		
	$a_1^{aa,e} = -0.23805$	$a_0^{aa,c} = 41.71789$	$a_0^{aa,cc} = 5.00402$
	$a_2^{aa,e} = -0.03023$	$a_1^{aa,c} = 0.23257$	$a_1^{aa,cc} = -0.45288$
	$a_3^{aa,e} = 0.00341$	$a_2^{aa,c} = -0.60258$	$a_2^{aa,cc} = 0.01025$
	$a_4^{aa,e} = -0.00007$		$a_3^{aa,cc} = 0.15722$
	$a_5^{aa,e} = 0.08029$		

## ANNEXE 4 – Analyse complémentaire des scénarios étudiés

### Description détaillée de la modélisation des deux scénarios étudiés

#### Scénario de référence

##### Initialisation

- Chargement des fichiers de données (chauffage, ECD,  $T_{ext}$ , température de l'eau du réseau de distribution  $T_{inwm}$ , ensoleillement)

##### Simulation (calcul dynamique horaire)

- Calcul des consommations électriques  $W_{ch}$  et  $W_{ECD}$

##### Bilan énergétique sur une période donnée

- Calcul des consommations électriques totales
- Calcul de l'appel de puissance (mensuelle) maximale  $P_{max}$

##### Bilan exergétique sur une période donnée

- Calcul des températures d'opération et facteurs Carnot liées au chauffage et à l'ECD
- Calcul des pertes exergétiques liées au chauffage et à l'ECD

##### Bilan économique sur une période donnée

- Calcul du coût total du scénario sur 20 ans (équipement + énergie)

#### Pompe à chaleur solaire avec stockage de glace

##### Initialisation

- Chargement des fichiers de données (chauffage, ECD,  $T_{ext}$ ,  $T_{inwm}$ , ensoleillement)
- Paramètres d'opération de la simulation ( $T_{Sun}$ ,  $T_{pièce}$ ,  $T_{ECD}$ ,  $\Delta T_{ECD, out-ste}=2^{\circ}C$ ) ou des unités : stockage ( $x_{st,g,max}=0.40$ ,  $T_{\infty}=15^{\circ}C$ ), pompe à chaleur (gamme d'opération, coefficients d'approximation, températures limites de fonctionnement), capteurs solaires (coefficients de performance, température de stagnation, coefficients de transfert thermique),

pompe de circulation (coefficient d'approximation, temps minimal de fonctionnement des boucles  $\tau_{\min}$ )

- Choix sur la taille des systèmes ( $V_{ste}$ ,  $V_{stg}$ , PàC, Col) et des conditions d'opération ( $T_{stg,max}$ ,  $T_{ste,op}$ ,  $T_{cnt}$ )
- Conditions initiales ( $T_{stg}$ ,  $x_{stg}$ ,  $T_{ste}$ )

Simulation (calcul dynamique horaire)

- Calcul de la fraction de l'ECD complétée par le réservoir d'eau chaude et par le chauffe-eau électrique à partir de :

$$Q_{DHW} = \alpha Q_{DHW} + (1 - \alpha) Q_{DHW}$$

$$\dot{m}c_p(T_{ECD} - T_{inwm}) = \dot{m}c_p(T_{out,ste} - T_{inwm}) + \dot{m}c_p(T_{ECD} - T_{out,ste})$$

- Calcul des pertes du réservoir d'eau chaude  $Q_{pertes,ste}$  et calcul de l'énergie totale sortante  $Q_{out,ste}$
- Calcul de  $Q_{Sun}$ ,  $Q_{col,e}$  (fonctionnement de la BS B) et  $Q_{col,g}$  (fonctionnement de la BS A,  $T_{st,g} < T_{st,g,max}$ ) ; ajustement des valeurs avec les contraintes physiques (valeur positive) et les temps de fonctionnement de BS B ( $\tau_{\min} < \tau_{col,A}$  et  $\tau_{col,B} < 1$ , évaluation par rapport à  $Q_{out,ste}$ ) ; limitation des quantités de chaleur par rapport aux conditions de conception ( $T_{st,g,max}$ )
- Calcul de  $Q_{evap}$ ,  $W_{compr}$ ,  $Q_{cond}$  ( $x_{stg} < x_{stg,max}$ ) ; ajustement des valeurs avec le temps de fonctionnement ( $\tau_{\min} < \tau_{PàC} < 1$ , évaluation par rapport à  $Q_{out,ste} - Q_{col,B}$ ) ; limitation des quantités de chaleur par rapport aux conditions de conception ( $x_{st,g,max}$ ) et à la chaleur récupérée des capteurs
- Nouvelle limitation des quantités de chaleur par rapport aux conditions de conception ( $T_{st,g,max}$ ). Recalcul de  $Q_{col,e}$  et  $Q_{col,g}$ , de  $\tau_{col,A}$  et  $\tau_{col,B}$  ; rendement instantané du capteur
- Calcul de  $W_{AE}$  pour garder  $T_{ste}=cte$  et
- Calcul du travail des pompes de circulation
- Application de la méthode d'Euler et calcul de  $T_{ste}(k+1)$ ,  $T_{stg}(k+1)$  et  $x_{stg}(k+1)$

Bilan énergétique sur une période donnée

- Calcul (mensuel, annuel) des différentes quantités d'énergie
- Calcul (mensuel, annuel) de  $COP_{PàC}$ ,  $\eta_{col}$ ,  $COP_{sys}$
- Calcul de l'appel de puissance (mensuelle) maximale  $P_{max}$

#### Bilan exergetique sur une période donnée

- Calcul des températures manquantes et des températures logarithmiques moyennes
- Calcul des facteurs Carnot
- Calcul (mensuel, annuel) des exergies utiles et consommées ; calcul des efficacités exergetiques
- Calcul (mensuel, annuel) des pertes exergetiques dans chaque unité, séparation des courants renouvelables et non renouvelables

#### Bilan économique sur une période donnée

- Calcul du coût total du scénario sur 20 ans (équipement + énergie)

### **Pompe à chaleur air-air avec panneaux PV**

#### Initialisation

- Chargement des fichiers de données (chauffage, ECD,  $T_{ext}$ ,  $T_{inwm}$ , ensoleillement)
- Paramètres d'opération de la simulation ( $T_{Sun}$ ,  $T_{pièce}$ ,  $T_{ECD}$ ) ou des unités : pompe à chaleur (gamme d'opération, coefficients d'approximation, températures limites de fonctionnement), panneaux PV (coefficients de performance), pompe de circulation (coefficient d'approximation, temps minimal de fonctionnement des boucles  $\tau_{min}$ )
- Choix sur la taille des systèmes (PàC, PV)

#### Simulation (calcul dynamique horaire)

- Calcul de la consommation électrique du chauffe-eau
- Calcul de  $Q_{evap}$ ,  $W_{compr}$ ,  $Q_{cond}$  ( $x_{stg} < x_{stgmax}$ ) ; ajustement des valeurs avec le temps de fonctionnement ( $\tau_{min} < \tau_{PàC} < 1$ , évaluation par rapport à  $Q_{out,ste} - Q_{col,B}$ )
- Calcul de  $W_{AE}$  pour compléter la demande en chauffage
- Calcul de  $Q_{Sun}$  et  $W_{PV}$

#### Bilan énergétique sur une période donnée

- Calcul (mensuel, annuel) des différentes quantités d'énergie
- Calcul (mensuel, annuel) de  $COP_{PaC}$ ,  $\eta_{PV}$ ,  $COP_{sys}$
- Calcul de l'appel de puissance (mensuelle) maximale  $P_{max}$

#### Bilan exergetique sur une période donnée

- Calcul des températures manquantes et des températures logarithmiques moyennes
- Calcul des facteurs Carnot
- Calcul (mensuel, annuel) des exergies utiles et consommées ; calcul des efficacités exergetiques
- Calcul (mensuel, annuel) des pertes exergetiques dans chaque unité, séparation des courants renouvelables et non renouvelables

#### Bilan économique sur une période donnée

- Calcul du coût total du scénario sur 20 ans (équipement + énergie)

#### Détails des résultats avec les différentes modélisations

L'évolution de la température du stockage de glace et de la masse de glace a été illustrée aux Figure A-35 et A-36. À noter que les profils sont similaires pour les cas *I-IV* alors que la consommation électrique varie d'une simulation à l'autre. Il est donc clair que l'influence des  $\Delta T^*$  se caractérise principalement sur l'estimation du travail au compresseur plutôt que sur la capacité du compresseur.

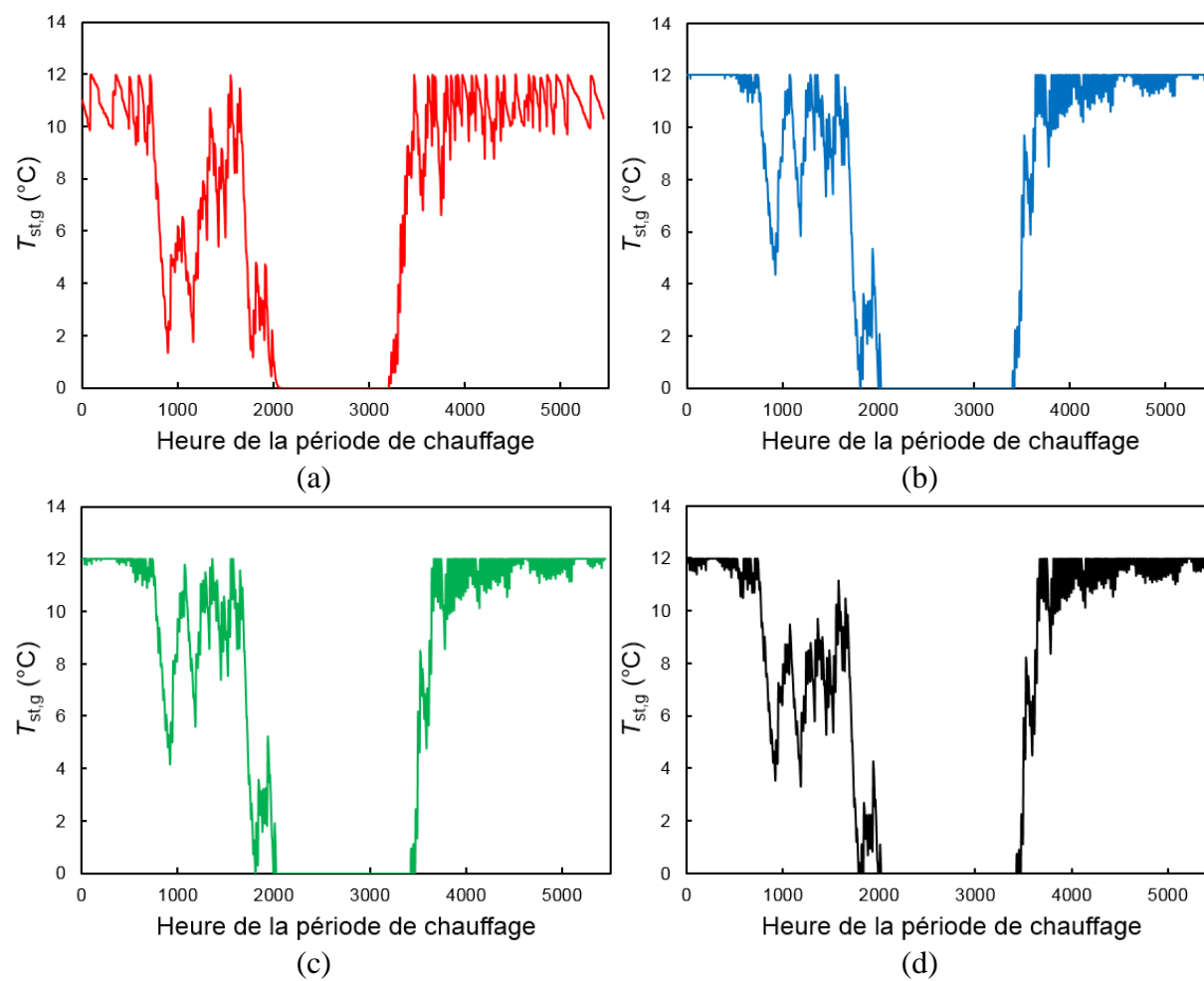


Figure A-51 : Évolution de la température du stockage de glace pour la période de chauffage avec les différents cas d'étude.

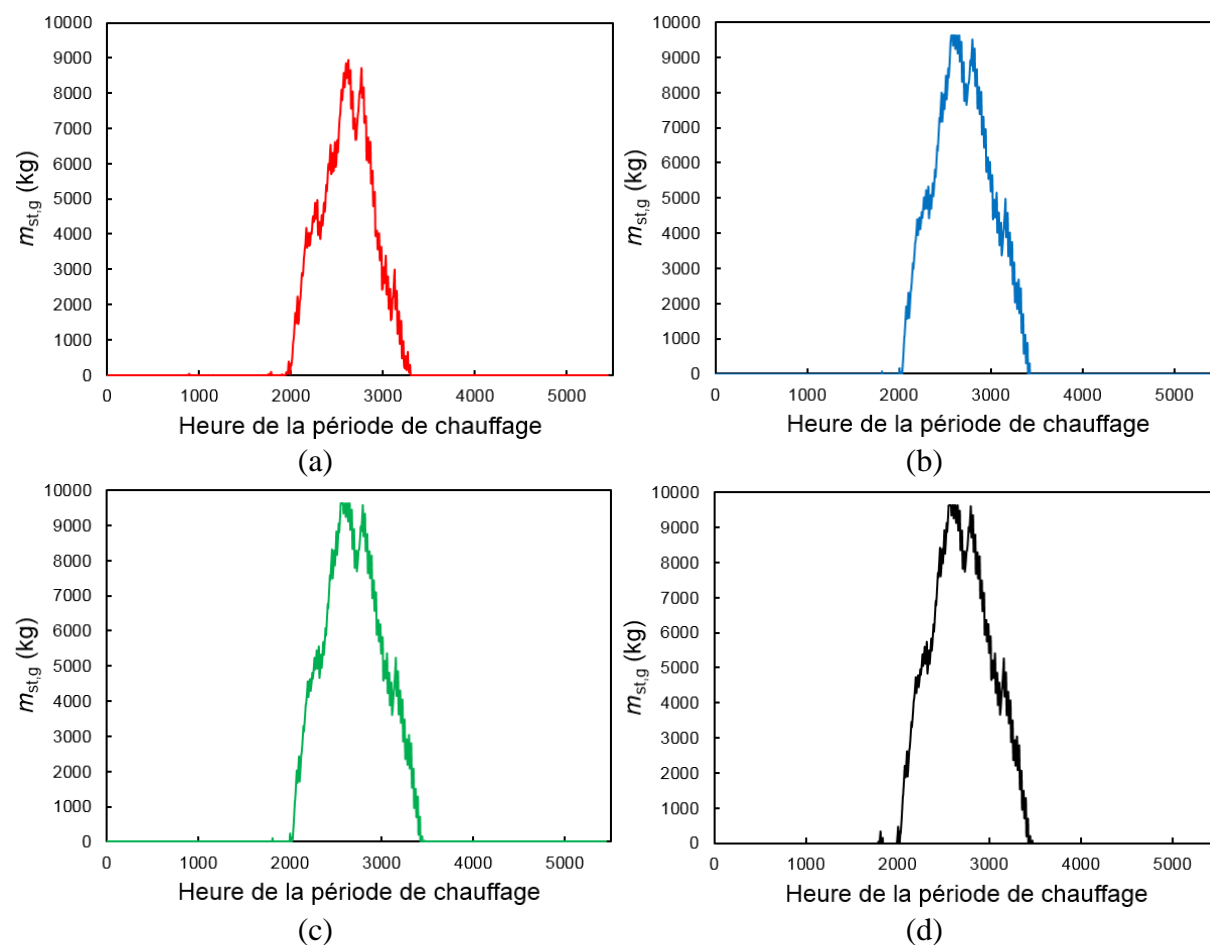


Figure A-52 : Évolution de la masse de glace pour la période de chauffage avec les différents cas d'étude.

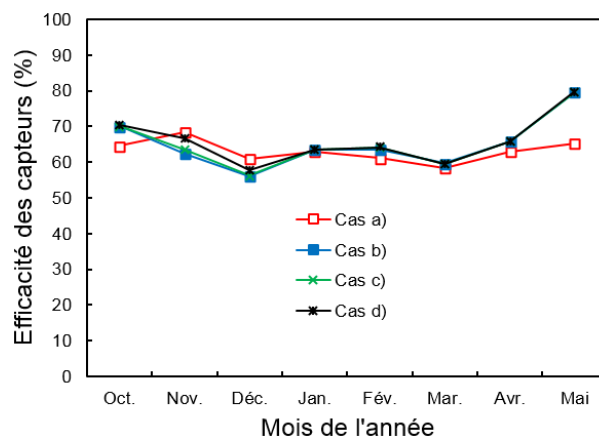


Figure A-53 : Efficacité arithmétique mensuelle des capteurs pour la période de chauffage avec les différents cas d'étude.

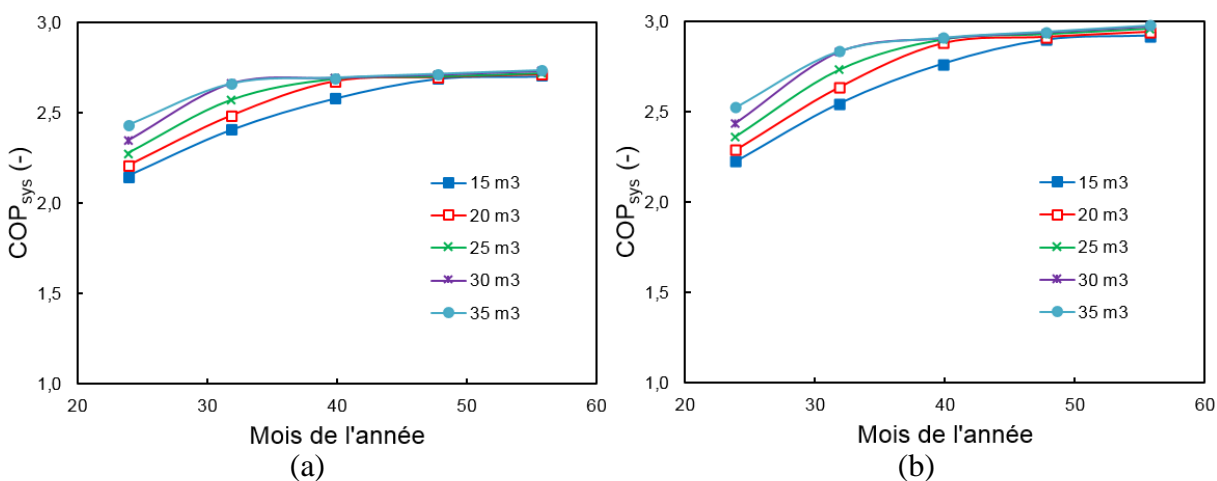


Figure A-54 : Efficacité du système pour la période de chauffage avec : a) le cas c) et b) le cas d) en fonction de la surface de capteurs à des volumes de glace donnés.



### Influence du temps de fonctionnement minimum des unités

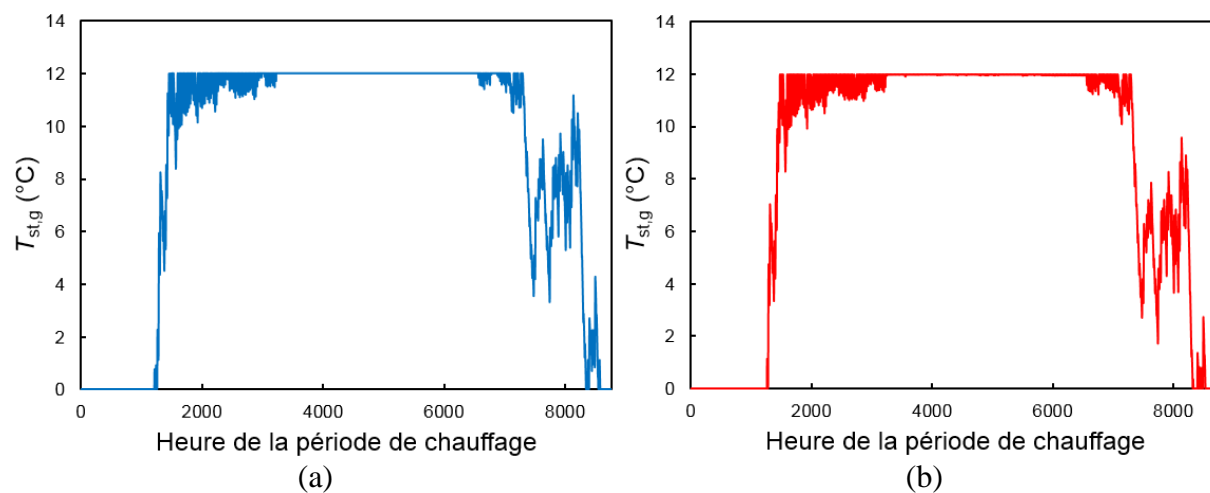


Figure A-55 : Évolution de la température du stockage de glace pour la période de chauffage  
(a) avec et (b) sans les temps de fonctionnement minimum des unités.

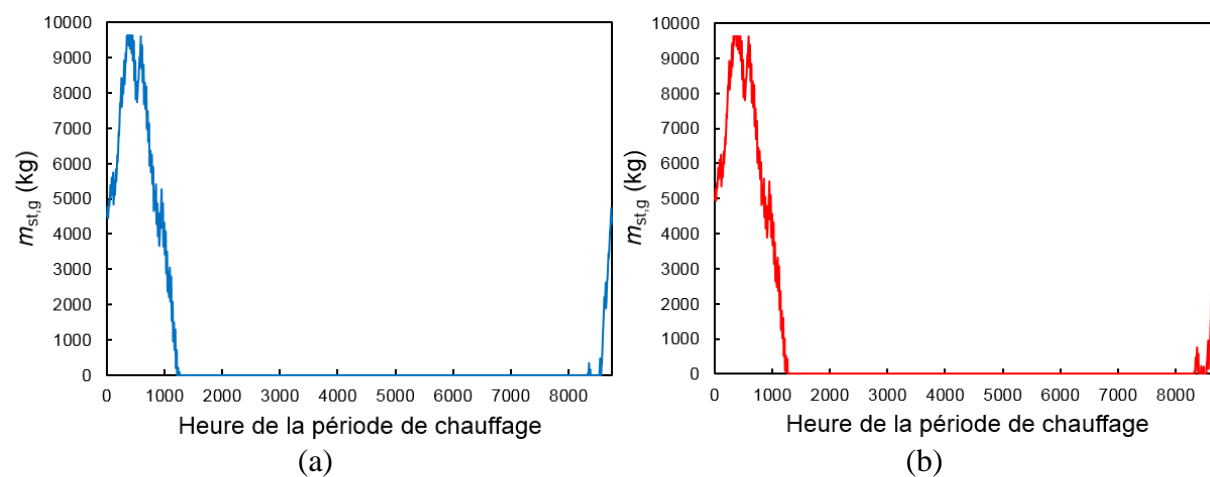


Figure A-56 : Évolution de la masse de glace pour la période de chauffage  
(a) avec et (b) sans les temps de fonctionnement minimum des unités.

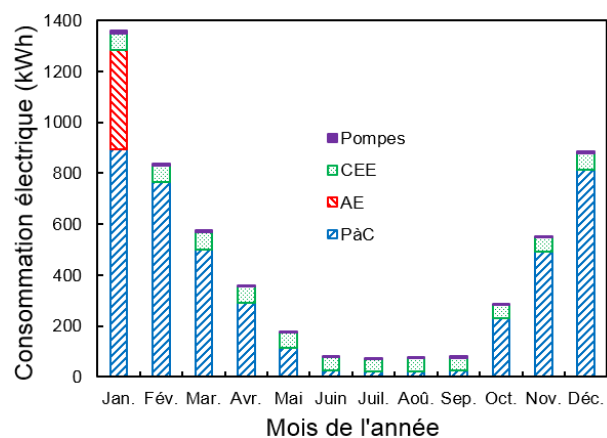


Figure A-57 : Consommation électrique des différents composants (pompe à chaleur, appoint électrique du réservoir, chauffe-eau électrique, pompes) pour la période de chauffage avec les modèles proposés et la pompe à chaleur T1GW050 et aucun temps de fonctionnement minimal.

## ANNEXE 5 – Résultats de l'optimisation dimensionnelle des arrangements de systèmes

### Résultats énergétiques et exergetiques des scénarios

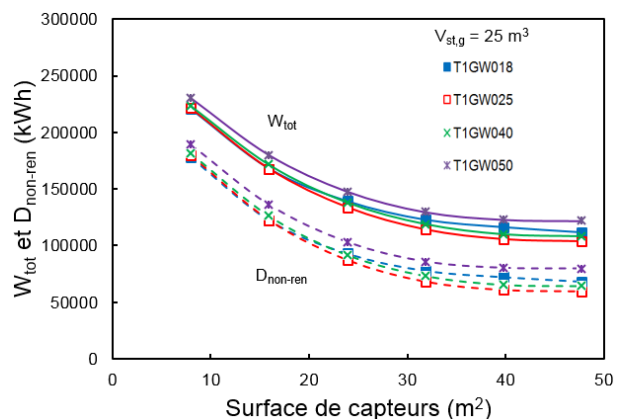


Figure A-58 : Consommation électrique et destruction exergetique sur 20 ans de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace [51] en fonction de la surface de capteurs pour des pompes à chaleur données et  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ .

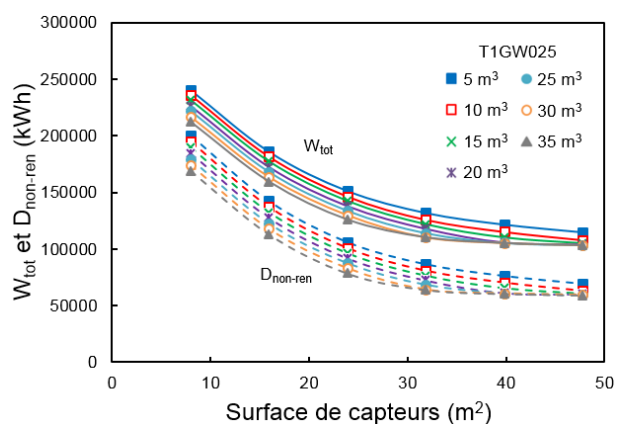


Figure A-59 : Consommation électrique et destruction exergetique sur 20 ans de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace [51] en fonction de la surface de capteurs à des volumes de réservoir de glace donnés et la pompe à chaleur T1GW025.

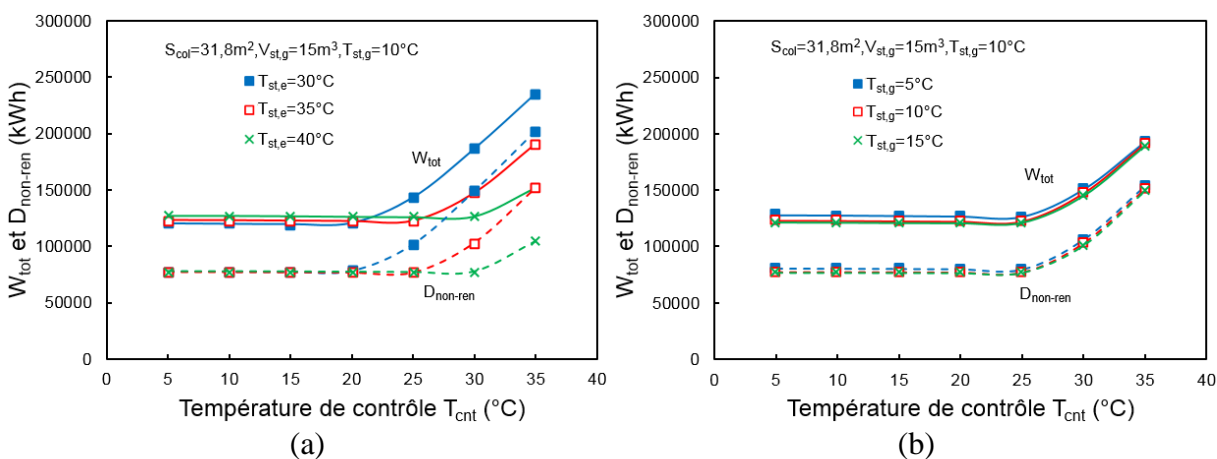


Figure A-60 : Consommation électrique et destruction exergetique sur 20 ans de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la température de contrôle  $T_{cnt}$  : (a) à température  $T_{st,e}$  données et  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ ,  $V_{st,g}=15 \text{ m}^3$ ,  $T_{st,g}=10^\circ\text{C}$  et (b) à température  $T_{st,g}$  données et  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ ,  $V_{st,g}=15 \text{ m}^3$ ,  $T_{st,e}=35^\circ\text{C}$ .

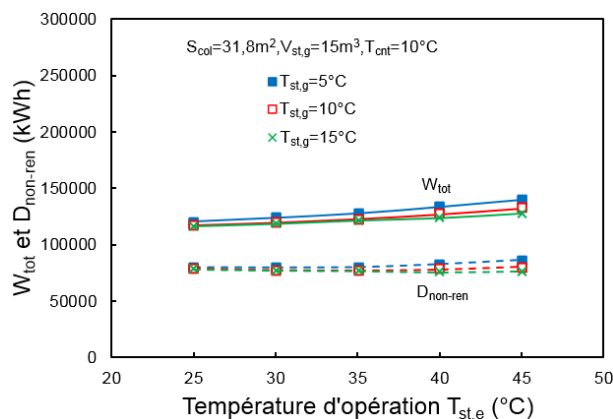


Figure A-61 : Consommation électrique et destruction exergetique sur 20 ans de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la température d'opération  $T_{st,e}$  à température  $T_{st,g}$  données et  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ ,  $V_{st,g}=15 \text{ m}^3$ ,  $T_{cnt}=10^\circ\text{C}$ .

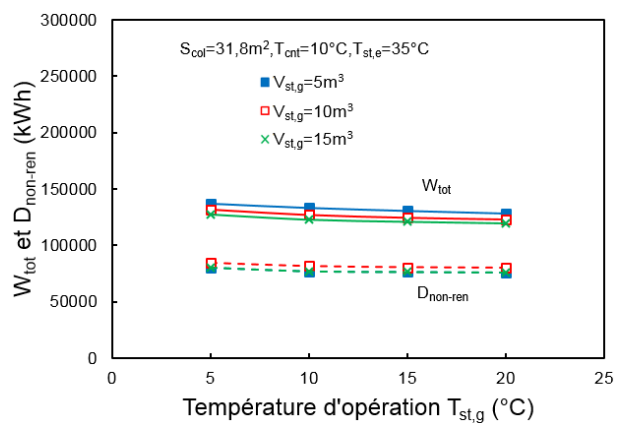


Figure A-62 : Consommation électrique et destruction exergétique sur 20 ans de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace en fonction de la température limite de  $T_{st,g}$  à volume  $V_{st,g}$  données et  $S_{col}=31.8 \text{ m}^2$ ,  $T_{cnt}=10^\circ\text{C}$ ,  $T_{st,e}=35^\circ\text{C}$ .

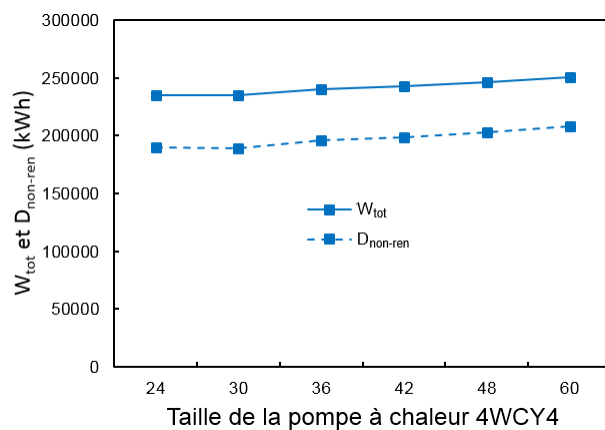


Figure A-63 : Consommation électrique et destruction exergétique sur 20 ans de la pompe à chaleur air-air en fonction de la taille de pompes à chaleur utilisée.

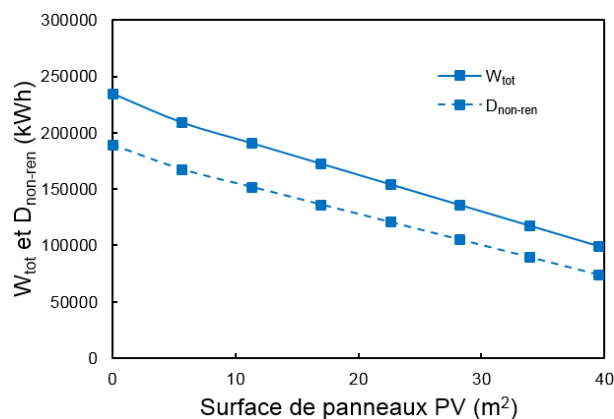


Figure A-64 : Consommation électrique et destruction exergetique sur 20 ans de la pompe à chaleur air-air avec panneaux photovoltaïques en fonction de surface des panneaux et 4WCY4030.

### Résultats exergo-économiques des scénarios

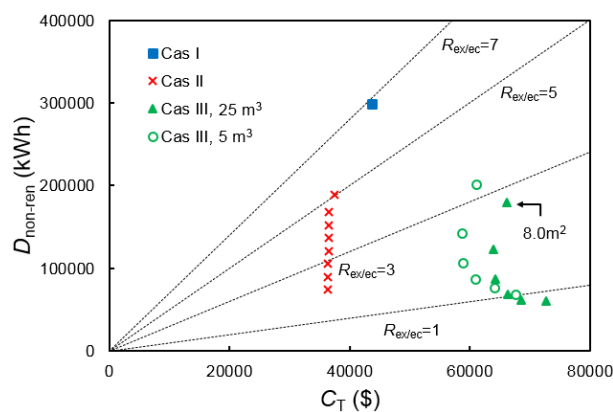


Figure A-65 : D<sub>non-ren</sub> vs C<sub>T</sub> pour les cas d'études I à IV (stockage de glace de 5 m³ et 25 m³).

## Diagramme exergetique des scénarios

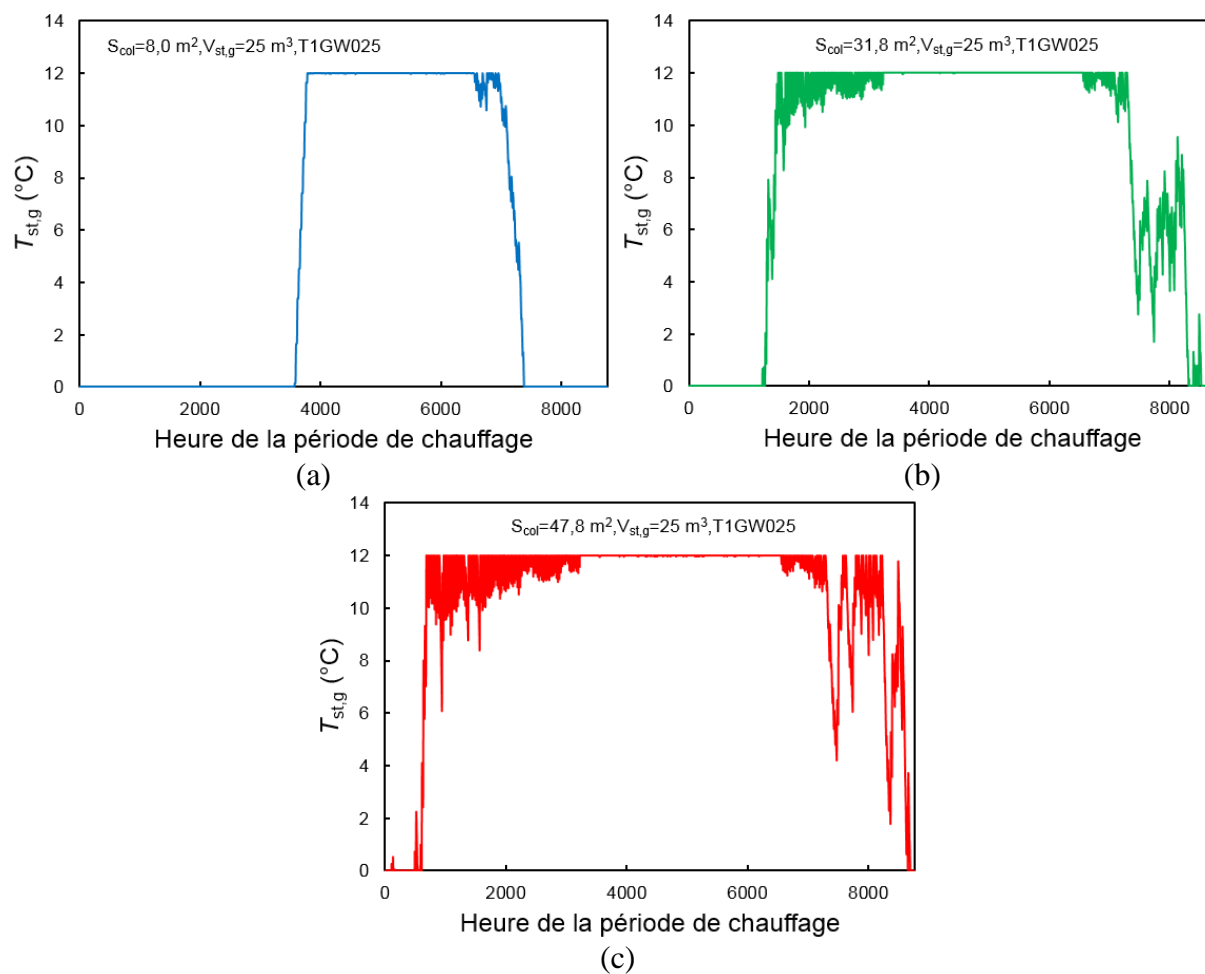


Figure A-66 : Évolution de la température du stockage de glace pour la période de chauffage de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace pour plusieurs surfaces de capteurs et T1GW025,  $V_{st,g} = 25 \text{ m}^3$ .

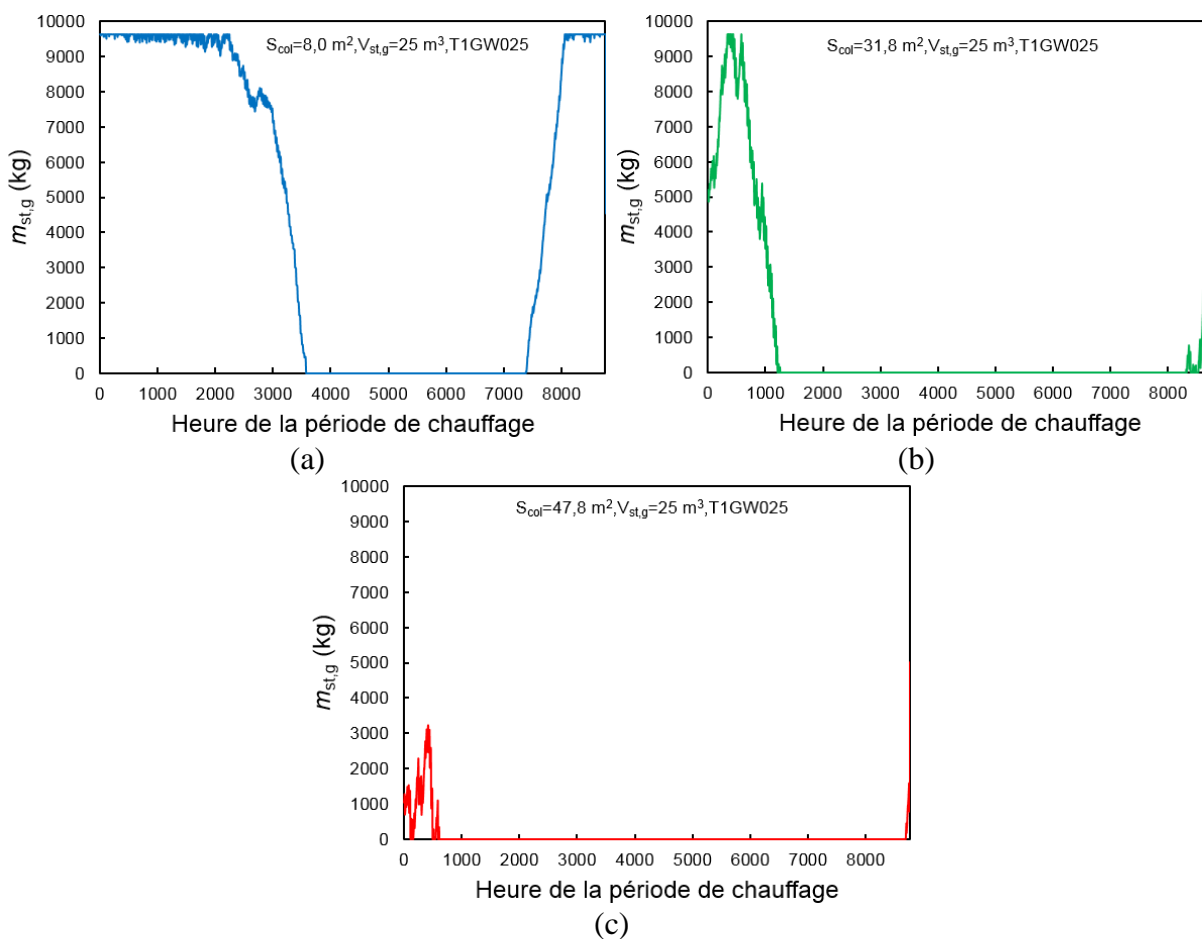


Figure A-67 : Évolution de la masse de glace pour la période de chauffage de la pompe à chaleur solaire avec stockage de glace pour plusieurs surfaces de capteurs et T1GW025,  $V_{st,g}=25 \text{ m}^3$ .



# ANNEXE 6 – Article 1 : Explicit model of photovoltaic panels to determine voltages and currents at the maximum power point



Available online at [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)



Solar Energy 85 (2011) 713–722

**SOLAR  
ENERGY**

[www.elsevier.com/locate/solener](http://www.elsevier.com/locate/solener)

## Explicit model of photovoltaic panels to determine voltages and currents at the maximum power point

Etienne Saloux<sup>a</sup>, Alberto Teyssedou<sup>a,\*</sup>, Mikhaïl Sorin<sup>b,1</sup>

<sup>a</sup> Nuclear Engineering Institute, Engineering Physics Department, École Polytechnique de Montréal, 2500 Chemin de Polytechnique, Montréal, Québec, Canada H3T 1J4

<sup>b</sup> Industrial System Optimization Group, CanmetENERGY, Natural Resources Canada, 1615 Lionel-Boulet Blvd, Varennes, Québec, Canada J3X 1S6

Received 20 October 2010; accepted 24 December 2010

Available online 15 February 2011

Communicated by: Associate Editor Nicola Romeo

### Abstract

A simple explicit photovoltaic formulation for characterizing and dimensioning cell-arrays is presented. The method permits the short-circuit current, the open-circuit voltage, the maximum cell power and the optimum cell-operation conditions to be determined. Further, the model also allows quantifying the effects of panel temperature and solar irradiance on key cell parameters. Based on several datasheets, the methodology is validated by covering a wide range of operation conditions. The proposed approach can thus, be very useful for design engineers to quickly and easily determine the performance of any photovoltaic array without performing tedious numerical calculations.

© 2011 Published by Elsevier Ltd. All rights reserved.

**Keywords:** Photovoltaic; Solar energy; Photovoltaic array model

### 1. Introduction

Solar energy is the unique renewable (i.e., neglecting entropy creation by the Sun) resource in the world, where hydro and wind constitute secondary forms of the same source. From this perspective, it should be very convenient to directly convert solar energy into electricity by using the most efficient physical process possible. Solar energy conversion techniques can involve thermal, electromagnetic or a combination of both forms of energy that attain our planet. The conversion of solar radiation into electricity has been extensively studied (Markvart, 2000; Würfel, 2009; Ricaud, 1997; Green, 2003; De Vos, 2008). In particular, photovoltaic (PV) cells allow the energy transported

by electromagnetic waves (i.e., photons) to be directly converted into electricity. The mechanisms that allow this energy conversion to take place are based on photon-electron interactions that occur in  $P-N$  junctions formed by appropriately doped semiconductor materials. Monocrystalline and polycrystalline silicon cells are currently found in the market (Villalva et al., 2009). In these materials, photons having enough energy are able to transfer it to covalent electrons and thus, creating electron-hole pairs. Even though, the released electrons tend to return to their initial quantum state throughout recombination mechanisms, collecting them through an external load before recombination occurs, permits an electric current to be generated.

A photovoltaic panel, or array, is composed of several unitary cells connected in series and/or in parallel. Depending on the available surface area exposed to the Sun, PV panels can be employed in small and large scale applications as auxiliary electric generators in buildings and stand-alone power plants. Nowadays, this type of solar

\* Corresponding author. Tel.: +1 514 340 4711x4522; fax: +1 514 340 4192.

E-mail addresses: [etienne.saloux@polymtl.ca](mailto:etienne.saloux@polymtl.ca) (E. Saloux), [alberto.teyssedou@polymtl.ca](mailto:alberto.teyssedou@polymtl.ca) (A. Teyssedou), [msorin@nrcan.gc.ca](mailto:msorin@nrcan.gc.ca) (M. Sorin).

<sup>1</sup> Tel.: +1 450 652 3513; fax: +1 450 652 5918.

energy conversion is expanding very rapidly; consequently, predicting the performance of PV panels is essential for design engineers. Even though the most important electrical characteristics of PV panels are usually provided by manufacturers, in general, they are determined under Standard Test Conditions (STC). It is apparent, however, that under real operation conditions (i.e., varying light intensities as well as large temperature excursions) most of commercial panels do not necessarily behave as given in the specifications. In particular, two factors strongly affect the overall performance of PV panels: the cell temperature and the solar irradiance. It is apparent that the last factor changes accordingly to Earth locations, time of the day and seasons.

Different models based on the current vs. voltage ( $I$ – $V$ ) characteristic curve of a  $P$ – $N$  junction are used to describe the behavior of PV cells. In these models, a photocurrent is associated to the generation of electron–hole pairs, while a recombination current accounts for diffusion of electrons and holes across the junction. Furthermore, series and parallel electrical resistances are usually included in the models (Villalva et al., 2009) to represent internal losses caused by the interconnections of cells to form arrays. The ideal PV cell model, however, considers only photocurrent and recombination current, where effects of electrical resistances are neglected (Villalva et al., 2009). Even though it is possible to introduce some simplifying assumptions on both, series (Kajihara and Harakawa, 2005) and parallel (Xiao et al., 2004; Celik and Acikgoz, 2007) resistances, it is apparent that practical applications must include the effects of both of them. In addition, the  $P$ – $N$  junction itself is modeled as single- or double-diode without resistances. Nevertheless, three-diode models can also be found in the open literature (Nishioka et al., 2007). In general, double-diode models are more accurate for polycrystalline silicon cells (Gow and Manning, 1999), while single-diode ones are used for amorphous silicon cells (Gow and Manning, 1999). It is obvious that the application of the final model must correspond to the best compromise between simplicity and accuracy (Villalva et al., 2009).

From the characteristic  $I$ – $V$  curve of a given PV cell, three key physical quantities are defined: the short-circuit current, the open-circuit voltage and the values of current and voltage that permit the maximum power to be obtained. These variables correspond to well define points in the  $I$ – $V$  plane. The determination of these points is essential for the development of appropriate PV cell models. The nonlinear and implicit relationships that exist between them, however, necessitate using tedious iterative numerical calculations (Villalva et al., 2009). Furthermore, most of these parameters depend on both the cell temperature and the solar irradiance; thus, the knowledge of their behavior is crucial to correctly predict the performance of PV cells and arrays.

In general, short-circuit current, open-circuit voltage, maximum power voltage, current and power, are determined by the manufacturers under STC, i.e., irradiance

of 1000 W/m<sup>2</sup>, cell temperature of 25 °C and AM1.5 spectrum, and under Nominal Operating Cell Temperature (NOCT) conditions, i.e., irradiance of 800 W/m<sup>2</sup>, temperature of 45 or 47 °C (depending on the manufacturer), ambient temperature of 20 °C, wind speed of 1 m/s and AM1.5 spectrum. In some cases, they also provide temperature coefficients for the short-circuit current, the open-circuit voltage and the overall PV panel efficiency. The number of cells in series and the size of the array are also given by the manufacturers. In general, however, not all cell parameters such as the series and parallel resistances are given; thus, accurate models or correlations have been developed from datasheets to determine these missing values (Villalva et al., 2009; Xiao et al., 2004; Kim and Choi, 2010; Sera et al., 2007; Carrero et al., 2007).

Explicit expressions have been written to estimate PV efficiency, power, short-circuit current and open-circuit voltage. An excellent review of different correlations used to determine these quantities as a function of irradiance and especially cell temperature is given among others in: Skoplaki and Palyvos (2009). Experimental investigations of the influence of temperature and illumination on the  $I$ – $V$  characteristic curve were performed by Radziemska and Klugmann (2006) for maximum power point tracking application. Using linear relationships to characterize key PV operational points, they have determined temperature and irradiance dependent coefficients for the maximum cell output power. For relatively low variations of the irradiance, they have studied the changes of open-circuit and maximum power point voltages as a function of the cell temperature. It must be pointed out that the proposed relationships are only valid for their experimental PV module. Bellini et al. (2009) proposed an explicit model for determining currents and voltages for PV points by using manufacturers' data where the electrical current changes linearly with irradiance and temperature while voltages are expressed by temperature coefficients and a correction term for the irradiance. The same correction term is added for both open-circuit and maximum power point voltages and it is calculated by subtracting the open-circuit voltage at the considered irradiance to the same value at STC. De Soto et al. (2006) have compared measured data to an algebraic model that uses correlations for the current and the voltage around key operational points. These correlations accurately predict PV performance using the complex dependence of key point currents and voltages on temperature and irradiance. Nevertheless, these relations necessitate several parameters that cannot be found in manufacturers' data. Ortiz-Rivera and Peng (2005) presented an analytical model based on manufacturers' data. They have explicitly expressed the PV current and power as a function of voltage by using a shading linear factor expressed for open-circuit voltage losses for irradiances from 1000 W/m<sup>2</sup> to 200 W/m<sup>2</sup>.  $I$ – $V$  and  $P$ – $V$  curves, among others, can then be produced without calculating explicit expressions of current and voltage at key operational points. It must be pointed out that most of the

aforementioned works deal with models that are essentially based on linear temperature and irradiance relationships that require parameters which are not available from manufacturers' datasheets.

In this paper, an analytical model is proposed to characterize PV cells. The proposed expressions, based on explicit methods, allow the current and the voltage at key operational points, (i.e., in particular at the maximum power point) to be calculated using the single-diode model as a function of cell temperature, irradiance and common manufacturers' data. Further, the technique permits designers and engineers to determine different parameters of a solar panel without using iterative numerical calculations. It must be pointed out that the principal motivation of this work consists of developing a convenient calculation methodology that could help performing exergy analyses of solar panels, which are not discussed in this paper.

## 2. Photovoltaic panel models

Fig. 1 shows equivalent electrical schematics based on single- and double-diode ideal PV cell models. Fig. 1a corresponds to the simplest case which does not include internal electrical resistances; for such a case the  $I$ - $V$  characteristic curve is given by:

$$I = I_{ph} - I_o \left[ \exp \left( \frac{qV}{nN_s k_B T} \right) - 1 \right], \quad (1)$$

where  $I_{ph}$  is the photocurrent (A),  $I_o$  is the saturation current (A),  $q$  is the absolute value of electron's charge ( $-1.60217646 \times 10^{-19}$  C),  $n$  represents the quality factor of the diode,  $N_s$  is the number of cells connected in series,  $k_B = 1.3806503 \times 10^{-23}$  J/K is Boltzmann's constant and  $T$  is the temperature of the  $P$ - $N$  junction (K). This temperature is generally assumed to be close enough to the temperature of the cell itself (Villalva et al., 2009). Note that when several cells are connected in parallel, they implicitly affect the values of  $I_{ph}$  and  $I_o$ ; thus, the current of the array becomes the product of the number of cells in parallel by the current produced by a single cell. The second term on the right side of Eq. (1) (i.e., Shockley's expression) drives the current  $I_d$  in Fig. 1a.

The model shown in Fig. 1a and represented by Eq. (1), however, does not include internal resistances of the device; therefore they have been included in Fig. 1b. The presence

of series ( $R_s$ ) and parallel or shunt ( $R_{sh}$ ) resistances affects the  $I$ - $V$  equation that should be written as:

$$I = I_{ph} - I_o \left[ \exp \left( \frac{q(V + IR_s)}{nN_s k_B T} \right) - 1 \right] - \frac{V + IR_s}{R_{sh}}. \quad (2)$$

Comparing Eqs. (1) and (2), it is apparent that the series resistance affects the output voltage while the shunt resistance reduces the available electrical current. Furthermore, since the saturation current is the result of a linear superposition of charge diffusion and recombination in the space-charge layer (Gow and Manning, 1999) then, in the former equations  $I_o$  can be considered as the contribution of two Shockley like terms. Thus, the  $I$ - $V$  model can be expressed by:

$$I = I_{ph} - \left\{ I_{od} \left[ \exp \left( \frac{q(V + IR_s)}{N_s k_B T} \right) - 1 \right] + I_{or} \left[ \exp \left( \frac{q(V + IR_s)}{2N_s k_B T} \right) - 1 \right] \right\} - \frac{V + IR_s}{R_{sh}}, \quad (3)$$

where  $I_{od}$  is the contribution of charge diffusion to  $I_o$  while  $I_{or}$  represents charge recombination in the space-charge PN layer (Gow and Manning, 1999). Eq. (3) is usually identified with the double-diode  $I$ - $V$  model; its equivalent electrical circuit is shown in Fig. 1c. Similar to the single-diode model (Eq. (2)) internal series and shunt resistances affect the output voltage and current respectively.

It is a common practice to characterize PV cells as a function of three key parameters. They correspond to the following operational point conditions: the short-circuit point where  $V = 0$  and  $I = I_{sc}$ , the open-circuit point where  $V = V_{oc}$  and  $I = 0$ , and the maximum power point where  $V = V_m$  and  $I = I_m$ . These last values correspond to operation conditions that permit a maximum of electrical power to be achieved. This particular  $I$ - $V$  state is determined from the derivative of the electrical power ( $W = I \cdot V$ ) with respect to the voltage, i.e.,  $\frac{dW}{dV} = 0$ . The  $P$ - $V$  characteristic points for a cell described by Eq. (1) are illustrated in Fig. 2.

From the aforementioned models it is obvious that the PV cell acts as a current-source near the short-circuit point and as a voltage-source in the vicinity of the open-circuit point (Fig. 2). Therefore, the series resistance  $R_s$ , which represents structural resistances of the photovoltaic panel (Villalva et al., 2009), has a strong effect in the voltage-source region. In turn, the shunt resistance  $R_{sh}$  that

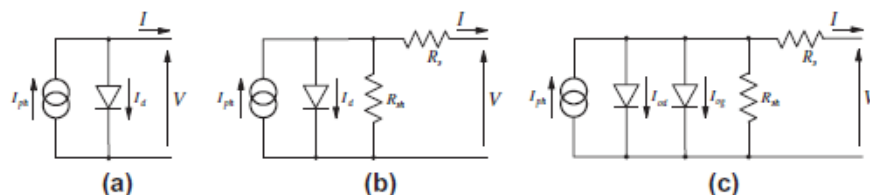


Fig. 1. Equivalent electrical circuits: (a) ideal PV model; (b) single-diode and (c) double-diode models with internal resistances.



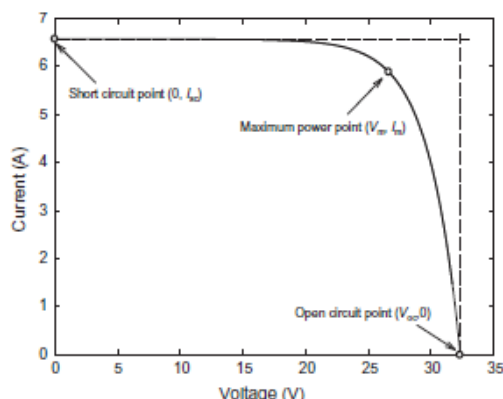


Fig. 2.  $I$ - $V$  characteristic curve of an ideal PV cell.

accounts for current leakage in the  $P$ - $N$  junction (Villalva et al., 2009), is of great importance in the current-source region. Further, the maximum power point appears to be a compromise of the hybrid behavior of the cell between both voltage- and current-source regions. The quality factor of the diode is used as an adjustment parameter to account for a deviation of the ideal model (i.e.,  $n=1$  for the ideal diode model). Its value depends on the current transport mechanism (Bätzner et al., 2001). A unit value describes ideal electron transport across the  $P$ - $N$  junction while a value of 2 corresponds to the superposition of diffusion and recombination mechanisms. Values higher than 2 can be obtained when multi-recombination or multi-tunneling steps occur (Bätzner et al., 2001). Finally, and as was detailed before, the saturation current  $I_o$  corresponds to diffusion and recombination of carriers transported across the junction space-charge zone. It depends on the intrinsic properties of semiconductors, i.e., diffusion coefficient for the electrons, lifetime and density of intrinsic carriers (Villalva et al., 2009; Kim and Choi, 2010). The individual effects of each of these parameters on the characteristics of PV cells are given among others in Kim and Choi (2010).

In the aforementioned models, series and parallel resistances, in addition to the quality factor of the diode, are assumed as constants and they are calculated at STC. However, Eikelboom and Reinders (1997) have stipulated that these parameters are strongly affected by the irradiance because the parallel resistance decreases and the series resistance increases with increasing irradiance. They experimentally studied the change of these resistances when the irradiance is varied from about 100 to 1000 W/m<sup>2</sup>. For four multi-crystalline silicon photovoltaic modules they have obtained series resistances varying from 0 to 0.3  $\Omega$ , while the parallel resistance decreases from about 600 to 300  $\Omega$ . In a similar study, Bätzner et al. (2001) experimentally investigated the performance of HVE CdTe/CdS solar cells in comparison to conventional c-Si and GaAs solar

cells. They used 4 cm<sup>2</sup> c-Si solar cells with irradiance intensities increasing from 2 to 600 W/m<sup>2</sup>, they have determined series and shunt resistance changes from 0.25 to 1  $\Omega$  cm<sup>2</sup> and 4000 to 300,000  $\Omega$  cm<sup>2</sup> respectively. They have argued that the photoconductivity of the cells is the principal cause of the high value of the parallel resistance at low irradiance. They also studied the diode quality factor  $n$  for the c-Si cells, they have observed that it decreases from about 1.6 to 1.1 with increasing irradiance within the same range. It is obvious that the use of constant parameters determined under STC conditions must bring about the underestimation of cell efficiencies at low irradiance levels (Eikelboom and Reinders, 1997).

### 3. Proposed photovoltaic panel model

An explicit set of equations is written based on the ideal PV model given by Eq. (1). A single-diode without series and shunt resistances is considered, however, the effect of neglecting them is studied in detail in Section 4. Eq. (1) is used to write down expressions for currents and voltages at each key point shown in Fig. 2. Hence, the short-circuit current, the open-circuit voltage, the maximum power voltage and current are written as:

$$I_{sc} = I_{ph}|_{V=0}, \quad (4)$$

$$V_{oc} = \frac{nN_s k_B T}{q} \ln \left( 1 + \frac{I_{sc}}{I_o} \right), \quad (5)$$

$$\exp \left( \frac{qV_{oc}}{nN_s k_B T} \right) = \left( 1 + \frac{qV_m}{nN_s k_B T} \right) \exp \left( \frac{qV_m}{nN_s k_B T} \right), \quad (6)$$

$$I_m = I_{ph} - I_o \left[ \exp \left( \frac{qV_m}{nN_s k_B T} \right) - 1 \right]. \quad (7)$$

It is obvious that Eq. (6) is implicit, therefore to obtain an explicit expression for every PV key parameter this equation has to be rewritten in a different form. As has been previously mentioned, a PV cell has a hybrid behavior, i.e., a current-source at the short-circuit point and voltage-source at the open-circuit point. These two regions are characterized by two asymptotes of the  $I$ - $V$  curve in Fig. 2, where the transition is a compromise between the two behaviors. It is interesting to remark that the maximum power point corresponds to a trade-off condition where the current is still high enough before it starts decreasing with increasing the output voltage (Fig. 2). Based on this observation, the tangent of the  $I$ - $V$  curve can be used to evaluate the transition between current- to voltage-source controlled regions; this operation yields:

$$\frac{dI}{dV} = - \frac{qI_o}{nN_s k_B T} \exp \left( \frac{qV}{nN_s k_B T} \right). \quad (8)$$

This derivative is then used to calculate the output voltage that corresponds to the maximum power operation condition of the cell; thus:

$$V_m = \frac{nN_s k_B T}{q} \ln \left( -\frac{nN_s k_B T}{qI_o} \left( \frac{dI}{dV} \right)_{V_m} \right), \quad (9)$$

It is apparent that this equation requires an expression of the derivative of the current with voltage evaluated at the maximum power point. The fact that the maximum power corresponds to an extremum, the variation of the maximum output power with voltage is relatively small, i.e., a change on  $V_m$  has a relatively small effect on the maximum power of the cell. Therefore, considering the asymptotic behavior of the  $I$ - $V$  curve at short- and open-circuit conditions, the derivative required by Eq. (9) can be calculated as:

$$\left. \frac{dI}{dV} \right|_{V_m} \cong -\frac{0 - I_{sc}}{V_{oc} - 0} = -\frac{I_{sc}}{V_{oc}}. \quad (10)$$

Replacing this equation into Eqs. (9) and (7), the voltage and current at the maximum power point and consequently the maximum output power, are expressed as follows:

$$V_m = \frac{nN_s k_B T}{q} \ln \left( \frac{nN_s k_B T}{qI_o} \frac{I_{sc}}{V_{oc}} \right), \quad (11)$$

$$I_m = I_{ph} + I_o - \frac{nN_s k_B T}{q} \left( \frac{I_{sc}}{V_{oc}} \right), \quad (12)$$

$$P_m = \left( I_{ph} + I_o - \frac{nN_s k_B T}{q} \frac{I_{sc}}{V_{oc}} \right) \frac{nN_s k_B T}{q} \times \ln \left( \frac{nN_s k_B T}{qI_o} \frac{I_{sc}}{V_{oc}} \right). \quad (13)$$

These equations are used to calculate key cell parameters at the maximum power point as functions of both cell temperature and irradiance parameters that are not necessarily given by PV manufacturers. The following expression is used to calculate the photocurrent as a function of irradiance and temperature (Villalva et al., 2009; Xiao et al., 2004; Celik and Acikgoz, 2007):

$$I_{ph} = \frac{E}{E_{ref}} [I_{ph,ref} + \mu_I (T - T_{ref})], \quad (14)$$

where the reference state of the cell is given by the irradiance  $E_{ref} = 1000 \text{ W/m}^2$  and the temperature  $T_{ref} = 298.15 \text{ K}$ . In this equation,  $\mu_I$  is a short-circuit current temperature coefficient ( $A/K$ ) and  $I_{ph,ref}$  corresponds to the photocurrent obtained from a given PV cell working at (STC) reference conditions (i.e., provided by cell manufacturers). Furthermore, Villalva et al. (2009) have proposed a relationship that allows the saturation current  $I_o$  to be expressed as a function of the cell temperature. In this work, this relation is explicitly written based on cell open-circuit conditions using the short-circuit current temperature coefficient as well as the open-circuit voltage temperature coefficient, hence:

$$I_o = \frac{I_{sc,ref} + \mu_I (T - T_{ref})}{\exp \left[ \frac{q(V_{oc,ref} + \mu_V (T - T_{ref}))}{nN_s k_B T} \right] - 1}, \quad (15)$$

where  $V_{oc,ref}$  is the reference open-circuit voltage and  $\mu_V$  is an open-circuit voltage temperature coefficient ( $V/K$ ). Finally, the quality factor of the diode  $n$ , which is usually considered as a constant (Villalva et al., 2009; Carrero et al., 2007; De Soto et al., 2006), is determined at the reference state. Using the maximum power point current equation (Eq. (7)) and the saturation current at the reference temperature given by Eq. (15), the diode quality coefficient is determined as:

$$n = \frac{q(V_{m,ref} - V_{oc,ref})}{N_s k_B T_{ref}} \frac{1}{\ln \left( 1 - \frac{I_{m,ref}}{I_{sc,ref}} \right)}, \quad (16)$$

where  $V_{m,ref}$ ,  $V_{oc,ref}$ ,  $I_{m,ref}$  and  $I_{sc,ref}$  are key cell values obtained under both actual cell temperature and solar irradiance conditions, usually provided by manufacturers.

The model is now completely determined; it requires the actual cell temperature, the actual solar irradiance and common data provided by manufacturers. The cell temperature, however, is difficult to be established; applying the energy balance equation to a module at actual and NOCT conditions, Duffie and Beckman (2006) proposed a formulation for estimating the temperature as a function of solar irradiance, and an overall convective and radiation heat transfer coefficient from the cell to the environment. This coefficient is determined using a correlation that includes the wind velocity.

#### 4. Validation of the proposed model

The model has been validated against four different photovoltaic arrays given in the open literature (Villalva et al., 2009; Sera et al., 2007; Carrero et al., 2007). From these works, reference data were then generated using a single-diode model which includes series and shunt resistances. Even though different approaches have been proposed to determine these data, Villalva et al. (2009) based their method on a pair of series and parallel resistances satisfying the maximum power calculated by the model at STC from manufacturers' datasheet values. They have made it possible by matching the  $P$ - $V$  curve in addition to the  $I$ - $V$  curve to experimental data; in their work however, an arbitrary value of the quality factor of the diode is chosen to adjust the model. They obtained a good accuracy with respect to experimental data for different levels of irradiances and temperatures. A system of three equations with three unknowns, written from the derivatives of the  $I$ - $V$  curve at short-circuit and maximum power points as well as the maximum power point current equation, was numerically solved by Sera et al. (2007). Carrero et al. (2007) have assumed an ideal value of unity for the quality factor while series and parallel resistances were determined using the results of several simulations. Moreover, they mentioned that to precisely determine the resistances, complex calculation procedures are required.

To validate the proposed model, a reference numerical model is used and the calculations are performed using



single-diode equations. Implicit equations for the open-circuit voltage, the short-circuit current, the maximum power point voltage and current, are solved with Newton–Raphson's method. Photocurrent and saturation current are calculated using Eqs. (14) and (15). The values of the resistances and the quality factor of the diode determined from different methods (Sera et al., 2007; Carrero et al., 2007) are then used to solve the reference model. Table 1 summarizes calculated reference values of the resistances and the quality factor of the diodes. It is observed that higher values of  $n$  are obtained with the proposed method. Since the effects of series and parallel resistances are included in reference calculations,  $n$  does not necessarily have a physical meaning. In fact, for the SP 150 array, a quality factor higher than two does not necessarily mean that multi-recombination or multi-tunneling steps occur, as previously discussed (Bätzner et al., 2001). Therefore, the reader should be careful in attaching a particular physical meaning to the quality factors given in Table 1.

Furthermore, the proposed model has been also compared with the aforementioned reference calculations for a wide range of solar irradiances (i.e., from 50 to 1000 W/m<sup>2</sup>) and cell temperatures, i.e., from –10 to 80 °C, which are representative of different climatic conditions and periods of the year (Bücher et al., 1997). Differences on currents and voltages of key PV parameters at maximum power cell conditions between the reference cases and the present method were investigated. To this aim, standard mean and weighted relative errors were evaluated respectively as:

$$e_{i,j} = \frac{|X_{i,j} - \bar{X}_{i,j}|}{\bar{X}_{i,j}} \times 100, \quad (17)$$

$$me_{i,j} = \bar{X}_{i,j} \times e_{i,j}, \quad (18)$$

where  $X_{i,j}$  represents cell variables evaluated at a given temperature  $i$  and at a given solar irradiance  $j$ , while  $\bar{X}_{i,j}$  are reference values calculated iteratively under the same cell operation conditions. Estimated errors for each case studied are given in Table 2. It is observed that among characteristic key values, the maximum errors correspond to the SP 150 array (Table 2). The reference (Carrero et al., 2007) shows, however, that for this particular PV array, the series resistance is quite high while the shunt resistance is relatively low. These values indicate that the corresponding array is the poorest one as com-

pared to the others. Since the proposed methodology is based on a PV model that does not include effects due to electrical resistances, the observed differences are not a surprise. Nevertheless, they are relatively small while the proposed model could be a must for design engineers. Furthermore, the worst array used to validate the model is characterized by the highest value of the diode quality factor,  $n$  (Table 1).

Since the proposed model is written based on the derivative of the  $I$ – $V$  curve at the maximum power operation point, the effect of this derivative is also investigated. Values obtained with the proposed method are compared to real values also determined from the derivative of the  $I$ – $V$  curve at actual  $V_m$  and  $I_m$  conditions by using the implicit set of equations. Furthermore, a standard mean error of 7.67% is obtained between the derivative of the  $I$ – $V$  curve at the maximum power point for the present model and the similar one for the third reference case (i.e., the poorest array). Note that this error is not shown in Table 2, while for the other cases this error is much smaller. Thus, performing the derivative at maximum power point to evaluate the voltage at this point seems to be an acceptable hypothesis.

## 5. Analysis and discussion

The characteristic  $I$ – $V$  curves obtained by using iterative calculations as well as the present model for the KC200GT array (Villalva et al., 2009) are plotted in Figs. 3–7. The results for a constant temperature of 25 °C and for solar irradiances of 200 W/m<sup>2</sup> and 800 W/m<sup>2</sup> are shown in Figs. 3 and 5, respectively. Similar data obtained for a constant solar irradiance of 1000 W/m<sup>2</sup> and for cell temperatures 10 and 50 °C are illustrated in Figs. 4 and 6, respectively.

From Figs. 3–6, it is apparent that the temperature essentially affects the voltage while the current seems to be mostly affected by the irradiance. It is obvious that for high solar irradiances, the proposed model is quite accurate. However, the open-circuit voltage at low solar irradiance, as shown in Figs. 3 and 5, is underestimated. This seems to be principally due to the high value for the quality factor used in the present study (Table 1). In turn, series and parallel resistances do not strongly affect the behavior of both  $I$ – $V$  and  $P$ – $V$  characteristic curves. In particular, the temperature has a relative small effect on both the  $I$ – $V$  and  $P$ – $V$  characteristic key points of the solar array, especially under short- and open-circuit conditions.

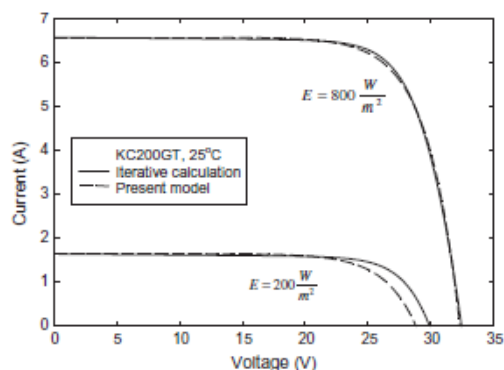
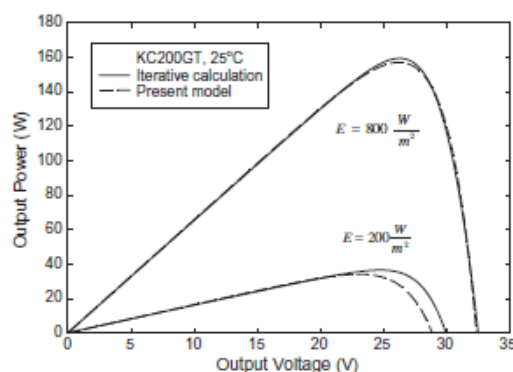
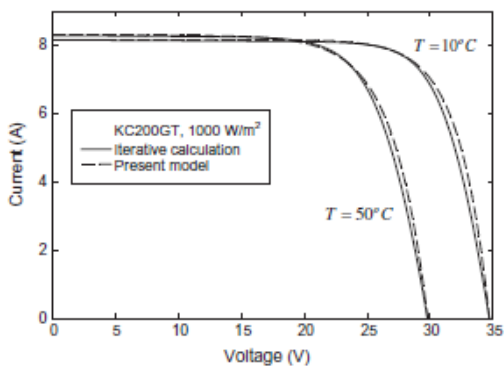
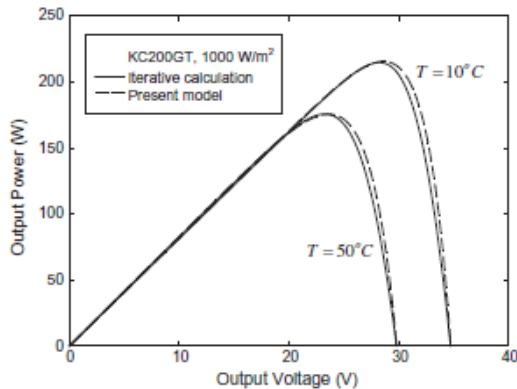
Table 1  
Principal characteristics of PV arrays used for performing model validation.

Reference	Array	$N_s$	Reference values			Present study (Eq. (16))
			$R_s(\Omega)$	$R_{sh}(\Omega)$	$n$	
Villalva et al. (2009)	KC 200 GT	54	0.221	415,405	1.3	1.8199
Sera et al. (2007)	BP MSX 120	72	0.47	1365	1.397	1.8003
Carrero et al. (2007)	SP 150	72	0.932	248.2	1.0	2.0467
Carrero et al. (2007)	BP 5170 S	72	0.584	1946	1.0	1.5392

Table 2

Comparison of the proposed model with reference cases (standard and mean errors of different key cell parameters).

Reference case	Type of error	$V_{oc}$ error (%)	$I_{sc}$ error (%)	$V_m$ error (%)	$I_m$ error (%)	$P_m$ error (%)
Villalva et al. (2009)	Standard	2.06	0.05	4.66	1.08	4.51
	Weighted	1.92	0.05	4.41	0.78	2.94
Sera et al. (2007)	Standard	1.60	0.03	3.86	1.05	3.35
	Weighted	1.51	0.03	3.73	0.48	2.35
Carrero et al. (2007)	Standard	3.75	0.38	8.18	5.27	6.01
	Weighted	3.59	0.38	8.01	1.90	4.22
Carrero et al. (2007)	Standard	2.17	0.03	4.81	1.43	5.30
	Weighted	2.06	0.03	4.68	1.47	3.61

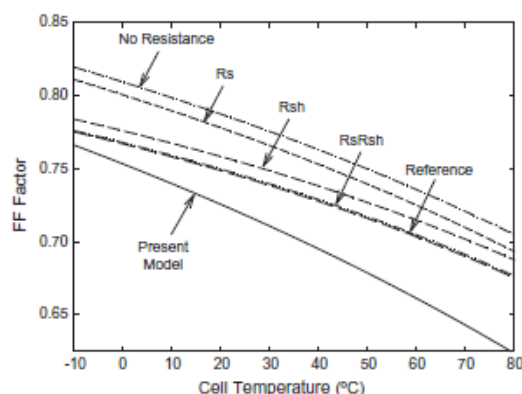
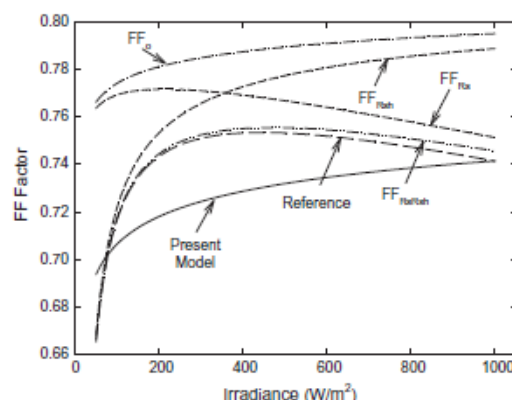
Fig. 3.  $I$ - $V$  curve of the KC200GT at  $T = 25$  °C.Fig. 5.  $P$ - $V$  curve of the KC200GT at  $T = 25$  °C.Fig. 4.  $I$ - $V$  curve of the KC200GT at  $E = 1000$  W/m².Fig. 6.  $P$ - $V$  curve of the KC200GT at  $E = 1000$  W/m².

The determination of the voltage at maximum power based on the slope of the  $I$ - $V$  curve using the short-circuit current and the open-circuit voltage (Eq. (10)), appears to be quite accurate for constant solar irradiance, as shown in Figs. 4 and 6. In turn, the influence of series and parallel resistances clearly appears in these figures, in voltage- and current-source regions, respectively, where the effect of series resistance is more apparent despite the low value of the parallel resistance.

Moreover, the results of the present model can be deeply investigated using the fill factor of the PV module, defined as:

$$FF = \frac{V_m I_m}{V_{oc} I_{sc}}. \quad (19)$$

This factor represents the ratio of the power produced at the maximum power operation conditions to the maximum theoretical power that should be possible to extract from a

Fig. 7. Fill factors of the KC200GT at  $E = 200 \text{ W/m}^2$ .Fig. 8. Fill factors of the KC200GT at  $T = 25 \text{ °C}$ .

PV module. It corresponds to the square shape of the  $I$ – $V$  characteristic curve (Fig. 2). Due to its simultaneous dependence on key solar cell parameters, this factor appears to be appropriate to study the performance of the present model. Green, (1982) has proposed four semi-empirical expressions for this factor accordingly to suitable assumptions, i.e.,  $FF_o$  where the resistances are included,  $FF_{Rs}$  when only the series resistance is taken into account,  $FF_{Rsh}$  when only the parallel resistance is considered and  $FF_{RsRsh}$  when both resistances are included. These factors are respectively given by:

$$FF_o = \frac{v_{oc} - \ln(v_{oc} + 0.72)}{v_{oc} + 1}, \quad (20)$$

$$FF_{Rs} = FF_o(1 - r_s), \quad (21)$$

$$FF_{Rsh} = FF_o \left[ 1 - \frac{(v_{oc} + 0.7)}{v_{oc}} \left( \frac{FF_o}{r_{sh}} \right) \right], \quad (22)$$

$$FF_{RsRsh} = FF_o(1 - r_s) \left[ 1 - \frac{(v_{oc} + 0.7)}{v_{oc}} \left( \frac{FF_o(1 - r_s)}{r_{sh}} \right) \right], \quad (23)$$

where  $v_{oc} = V_{oc}/(nN_s k_B T/q)$ ,  $r_s = R_s/(V_{oc}/I_{sc})$  and  $r_{sh} = R_{sh}/(V_{oc}/I_{sc})$  are the normalized open-circuit voltage, series resistance and parallel resistance, respectively. These expressions are quite accurate for  $v_{oc} < 10$ ,  $r_s < 0.4$  and  $r_{sh} > 2.5$  (Green, 1982). Except for the resistance terms, these relationships are only function of the open-circuit voltage. Since both the short-circuit current and the maximum current at maximum power operation conditions increase linearly with irradiance, the differences between the open-circuit and the maximum power point voltages are more relevant.

To better validate the proposed model, Eqs. (20)–(23) have been examined to illustrate the influence of series and parallel resistances on the overall behavior of solar cells. Hence, fill factors calculated with Eqs. (19)–(23) by using values obtained with the reference model are compared to the one determined with Eq. (19) in Figs. 7 and

8. Note that these figures show the variation of the fill factor as a function of the temperature at low irradiance and as a function of the irradiance at the reference temperature. Despite the large difference observed between fill factors calculated using reference values and those calculated with the proposed model, relatively small standard mean and weighted mean errors (2.71% and 2.66% respectively) are obtained for the KC200GT array. Fig. 7 shows that when the temperature changes, the six fill factors follow almost the same trends, i.e., they decrease with increasing temperature. In turn, the slopes of  $FF_o$ ,  $FF_{Rs}$  and that of the factor obtained with the present model are higher than the slopes of  $FF_{Rsh}$ ,  $FF_{RsRsh}$  and the similar value obtained using the reference model. These trends indicate that the parallel resistance seems to be the principal variable that affects the performance of the PV array.

$FF_o$  increases slowly with increasing irradiance (e.g., an increase of irradiance from 50 to  $1000 \text{ W/m}^2$  increases the fill factor only by 0.03). In turn, when the series resistance is included in the model, (i.e., considering  $FF_{Rs}$ ) a maximum is observed at about  $200 \text{ W/m}^2$ . As previously mentioned, the expressions given by Green (Green, 1982) mainly emphasize the difference between open-circuit and maximum power point voltages.

Even if both of these voltages follow similar trends as a function of the irradiance, including a series resistance into the model brings about a maximum of  $FF_{Rs}$  and consequently a minimum of the difference  $V_{oc} - V_m$  at low irradiance; such a behavior has been already pointed out among others by Bätzner et al. (2001) and Stamenic et al. (2004). In addition, since the fill factor decreases quite linearly with irradiance, then  $V_{oc}$  must increase at higher pace than  $V_m$ . This asymptotic behavior of  $FF$  accounts for internal losses caused by the series resistance under high irradiance conditions. They have been investigated experimentally for three c-Si modules by del Cueto (1999) who approximated them at high irradiance as  $FF_{loss} = -R_s I_{sc}/V_{oc}$ . Under low irradiance conditions these losses (i.e.,



due the series resistance) are quite low; this is mainly due to relatively low currents produced under such conditions (Reich et al., 2009). Instead, if only the parallel resistance is taken into account, (i.e., considering  $FF_{Rsh}$ ), the decrease of the fill factor at low irradiance is substantial (Reich et al., 2009). Thus, by considering both resistances,  $FF_{RsRsh}$  at low irradiance the fill factor will be dominated by the shunt resistance and the opposite occurs for the effect of the series resistance. These analyses show that the results obtained with the reference model correspond to the evolution of  $FF_{RsRsh}$ . Finally, the fill factor of the present study is compared to all the other fill factor expressions. Its trend is similar to the  $FF_o$ ; one although the values of the present study fill factor are lower. Actually, the value of the quality factor of the diode,  $n$ , is the only difference between these two expressions, which yields a translation of the curve and limits the value of the fill factor. Indeed, the curve of the present model coincides with the reference model at STC state, due to the fact that  $n$  is calculated under these conditions.

Even if the trends as a function of the irradiance are not exactly the same due to the effect of series and parallel resistances, the fill factor calculated with the proposed model appears to be a very good approximation for the actual fill factor, especially at high irradiances and low temperatures. Furthermore, the present model underestimates the fill factor as compared with the reference case. Some care, however, should be taken in extending this analysis too far, because the results obtained with the reference model does not necessarily reflects the real behavior due to the fact that it uses constant values for both the resistances and the quality factor of the diode. Nevertheless, the explicit form of the present model makes it possible easily and quickly calculate engineering applications. In particular, it allows the overall performance of the solar array to be rapidly determined with acceptable accuracy as a function of both solar irradiance and cell temperature.

## 6. Conclusion

This paper proposed a simple model for characterizing the performance of PV arrays as a function of both solar irradiance and cell temperature. The model is based on an ideal cell where effects of series and parallel resistances are neglected. This simplification allows an analytical method to be used for determining current, voltage and power at every key operating conditions of the cell. Thus, explicit expressions are written for key cell parameters without necessity of performing iterative numerical calculations. Some unknown parameters such as photocurrent, saturation current and diode quality factor are calculated based on data usually provided by PV panel manufacturers.

The proposed method is validated against reference values obtained from iterative calculations applied to known solar panels. The performance of the model is evaluated

as a function of standard and weighted mean errors observed between reference and estimated values. In general the proposed model is able to provide quite accurate results; it is simple to use and it can be very useful for design engineers to quickly and accurately determine the performance of PV arrays as a function of environmental constraints without carrying out extensive numerical calculations.

## Acknowledgements

This work was funded by the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada (NSERC) Discovery Grant and CanmetENERGY, Natural Resources Canada at Varennes.

## References

- Markvart, T., 2000. *Solar Electricity*, second ed. Wiley, Chichester, England, New York, USA.
- Würfel, P., 2009. *The Physics of Solar Cells: From Basic Principles to Advanced Concepts*, second ed. Wiley-VCH, Weinheim, Germany.
- Ricaud, A., 1997. *Photopiles solaires: de la physique de la conversion photovoltaïque aux filières, matériaux et procédés*, first ed. Presses polytechniques et universitaires romandes, Lausanne, Suisse.
- Green, M.A., 2003. *Third Generation Photovoltaics: Advanced Solar Energy Conversion*. Springer, Berlin, Germany.
- De Vos, A., 2008. *Thermodynamics of Solar Energy Conversion*. Wiley-VCH, Weinheim, Germany.
- Villalva, M.G., Gazoli, J.R., Filho, E.R., 2009. Comprehensive approach to modeling and simulation of photovoltaic arrays. *IEEE Transactions on Power Electronics* 24, 1198–1208.
- Kajihara, A., Harakawa, T., 2005. Model of photovoltaic cell circuits under partial shading. In: *IEEE International Conference on Industrial Technology*, December 14–17, Hong Kong, China, pp. 866–870.
- Xiao, W., Dunford, W.G., Capel, A., 2004. A novel modeling method for photovoltaic cells. In: *35th Annual IEEE Power Electronics Specialists Conference*, Aachen, Germany, June 20–25, pp. 1950–1956.
- Celik, A.N., Acikgoz, N., 2007. Modelling and experimental verification of the operating current of mono-crystalline photovoltaic modules using four- and five-parameter models. *Applied Energy* 84, 1–15.
- Nishioka, K., Sakitani, N., Uraoka, Y., Fuyuki, T., 2007. Analysis of multicrystalline silicon solar cells by modified 3-diode equivalent circuit model taking leakage current through periphery into consideration. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 91 (13), 1222–1227.
- Gow, J.A., Manning, C.D., 1999. Development of a photovoltaic array model for use in power-electronics simulation studies. *IEEE Proceedings: Electric Power Applications* 146 (2), 193–200.
- Kim, W., Choi, W., 2010. A novel parameter extraction method for the one-diode solar cell model. *Solar Energy* 84, 1008–1019.
- Sera, D., Teodorescu, R., Rodriguez, P., 2007. PV panel model based on datasheet values. In: *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, Caixanova, Vigo, Spain, June 4–7, pp. 2392–2396.
- Carrero, C., Amador, J., Arnaltes, S., 2007. A single procedure for helping PV designers to select silicon PV modules and evaluate the loss resistances. *Renewable Energy* 32, 2579–2589.
- Skoplaki, E., Palyvos, J.A., 2009. On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: a review of efficiency/power correlations. *Solar Energy* 83, 614–624.
- Radziemska, E., Klugmann, E., 2006. Photovoltaic maximum power point varying with illumination and temperature. *Journal of Solar Energy Engineering* 128 (1), 34–39.

- Bellini, A., Bifaretti, S., Iacovone, V., Cornaro, C., 2009. Simplified model of a photovoltaic module. *Applied Electronics International Conference* 47, 52.
- De Soto, W., Klein, S.A., Beckman, W.A., 2006. Improvement and validation of a model for photovoltaic array performance. *Solar Energy* 80, 78–88.
- Ortiz-Rivera, E.I., Peng, F.Z., 2005. Analytical model for a photovoltaic module using the electrical characteristics provided by the manufacturer data sheet. *IEEE Power Electronics Specialists Conference* 2005, 2091.
- Bätzner, D.L., Romeo, A., Zogg, H., Tiwari, A.N., 2001. CdTe/CdS solar cell performance under low irradiance. In: 17th EC PV Solar Energy Conference, Munich, Germany, October 22–26, VBI.40.
- Eikelboom, J.A., Reinders, A.H.M.E., 1997. Determination of the irradiation dependent efficiency of multicrystalline Si PV modules on basis of IV curve fitting and its influence on the annual performance. In: 14th European PV Solar Energy Conference, Barcelona, Spain, June 30–July 4, pp. 293–296.
- Duffie, J.A., Beckman, W.A., 2006. *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3th edition. Wiley Hoboken, New Jersey, USA.
- Bücher, K., Kleiss, G., Bätzner, D., 1997. RRC module energy rating: a module survey. In: *Conference Record of the Twenty Sixth IEEE Photovoltaic Specialists Conference*, pp. 1187–1191.
- Green, M.A., 1982. *Solar cells: operating principles. In: Technology and Systems Application*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, USA.
- Stamenic, L., Smiley, E., Karim, K., 2004. Low light conditions modelling for building integrated photovoltaic (BIPV) systems. *Solar Energy* 77, 37–45.
- del Cueto, J.A., 1999. Method for analyzing series resistance and diode quality factors from field data, part II: applications to crystalline silicon. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 59, 393–405.
- Reich, N.H., van Sark, W.G.J.H.M., Alsema, E.A., Lof, R.W., Schropp, R.E.I., Sinke, W.C., 2009. Crystalline silicon cell performance at low light intensities. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 93, 1471–1481.

# ANNEXE 7 – Article 2 : Analysis of photovoltaic (PV) and photovoltaic/thermal (PV/T) systems using the exergy method

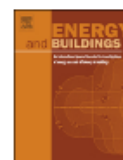
Energy and Buildings 67 (2013) 275–285



Contents lists available at ScienceDirect

Energy and Buildings

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/enbuild](http://www.elsevier.com/locate/enbuild)



## Analysis of photovoltaic (PV) and photovoltaic/thermal (PV/T) systems using the exergy method



E. Saloux<sup>a</sup>, A. Teyssedou<sup>a,\*</sup>, M. Sorin<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Nuclear Engineering Institute, Engineering Physics Department, École Polytechnique de Montréal, Québec, Canada

<sup>b</sup> Department of Mechanical Engineering, Sherbrooke University, Québec, Canada

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 17 May 2013

Received in revised form 31 July 2013

Accepted 6 August 2013

#### Keywords:

Exergy

Solar exergy

Irreversibility

Photovoltaic

Efficiency

### ABSTRACT

In this paper, analyses of photovoltaic (PV) and photovoltaic/thermal (PV/T) systems, based on the exergy method are presented. To this aim, explicit electrical and thermal models are developed and used to characterize each system. Furthermore, energy and exergy balances are combined in order to identify the different sources of exergy losses involved in both thermal and electrical energy fluxes. Electrical current and voltage reduction factors are defined and used to express the exergy as well as its destruction in PV/T system, while two thermodynamic diagrams are proposed to visualize these losses. The first one illustrates exergies expended, produced and destroyed during the conversion of solar radiation. The second one allows individual effects of both electrical potential and current losses to be explicitly revealed. The proposed methodology is applied to study a PV/T system operating under different environmental conditions, i.e., solar intensity and ambient temperature, where irreversibility in addition to energy and exergy efficiencies are calculated and analyzed.

© 2013 Elsevier B.V. All rights reserved.

### 1. Introduction

Photovoltaic/thermal (PV/T) systems, i.e., a combination of photovoltaic (PV) arrays and solar collectors, are nowadays integrated to buildings to produce both electricity and heat. Their use presents several benefits over the separate use of PV panels and solar collectors. Presently, PV arrays are able to convert only a small fraction of solar radiation into electricity, while the remaining energy content is dissipated as heat. In addition, the efficiency of a PV module increases with decreasing cell temperature (i.e., junction temperature). From this view point, recovering heat from PV modules should yield a better electrical performance. In addition, the recovered heat can be used to satisfy other building low temperature potential necessities. In particular, PV/T systems can help to reduce the amount of required surface area with respect to side by side individual systems, i.e., the installation of one integrated system instead of two. According to Zondag et al. [1], installation costs can also be lower. Bakker et al. [2] have compared the use of a PV/T unit instead of two separate ones in a large system concept; they have found that the overall area is reduced by 25% despite a 6% higher initial investment. The direct integration of PV/T in buildings, where the unit is directly embedded into the building envelope, is also a

solution that can decrease the investment by making this system more affordable and cost effective.

Exergy is defined as the available portion of energy of any potential and represents the qualitative aspect of energy. Thus, the exergy concept is considered as a powerful tool to assess systems; in particular, hybrid ones that involve different kinds of energy sources. The exergy evaluation of PV/T systems has already been conducted in the past among others by Sahin et al. [3] and Joshi et al. [4]. Sahin et al. have proposed an exergy assessment of PV systems based on the evaluation of both the physical and chemical exergies of PV cells. They have experimentally studied the evolution of the exergy efficiency of PV system installed in Golden, Colorado, during a typical summer day. Joshi et al. have included in their model the thermal aspect of a PV/T system, by recovering heat losses from the array to the environment. The evaluation of the electrical portion of the exergy is performed by applying two methods: by means of the electrical parameters of the PV system and by using a photonic analysis. During a typical spring day, they tested an actual PV system installed in New Delhi, India. Most of exergy calculations found in the literature are based on these two approaches and a review of exergy performances of solar collectors, PV and PV/T systems has been investigated by Torio et al. [5].

In this paper, a more complete modeling approach than those given in Sahin et al. [3] and Joshi et al. [4] is presented. In particular, exergy expended, produced and destroyed in PV/T systems are emphasized. Even if the solar radiation (energy) can be considered as a free source of energy, the evaluation of the destruction of both thermal and electrical exergy is essential. In particular,

\* Corresponding author at: Nuclear Engineering Institute, Engineering Physics Department, École Polytechnique de Montréal, P.O. Box 6079, Succ. Centre-ville, Québec H3C 3A7, Canada. Tel.: +1 514 3404711x4522; fax: +1 514 3404192. E-mail address: [alberto.teyssedou@polymtl.ca](mailto:alberto.teyssedou@polymtl.ca) (A. Teyssedou).



**Nomenclature**

$A$	surface area ( $\text{m}^2$ )
$D$	exergy destruction (W)
$D'_{\text{total}}$	total exergy destruction of the PV/T module (W)
$E$	solar intensity ( $\text{W}/\text{m}^2$ )
$E'$	solar intensity over the PV module ( $\text{W}/\text{m}^2$ )
$E_n$	total radiation power (W)
$E_g$	gap energy (W)
$Ex$	exergy (W)
$F_R$	heat removal factor
$I$	electric current (A)
$I_{ph}$	photocurrent (A)
$I_0$	saturation current of the diode (A)
$K_g$	thermal conductivity of the glass ( $\text{W}/\text{m K}$ )
$L$	length of the PV/T module (m)
$L_g$	thickness of the glass (m)
$N_s$	number of PV cells connected in series
$Q$	heat (W)
$Q'_j$	heat losses to the environment (W)
$Q_{\text{loss}}$	heat transferred to the building (W)
$T$	temperature (K)
$\bar{T}$	mean temperature (K)
$U$	overall heat transfer coefficient ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$ )
$V$	voltage (V)
$V_g$	gap voltage (V)
$W$	electrical power (W)
$b$	width of the PV/T module (m)
$c_{wf}$	working fluid specific heat ( $\text{J}/\text{kg K}$ )
$h_i$	convective heat transfer coefficient to the air in the duct ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$ )
$h_o$	convective heat transfer coefficient to the ambient air ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$ )
$k_B$	Boltzmann constant ( $\sim 1.38065 \times 10^{-23} \text{ J/K}$ )
$m_{wf}$	working fluid mass flow rate ( $\text{kg/s}$ )
$n$	quality factor of the diode
$q$	electric charge of the electron ( $\sim 1.6022 \times 10^{-19} \text{ C}$ )

**Subscripts**

$I$	electric current
$J$	Jeter
$L$	loss
$P$	Petela
$PV$	photovoltaic
$PV/T$	photovoltaic/thermal
$R$	recovered heat
$S$	spanner
$Sun$	Sun
$V$	voltage
$a$	ambient
$c$	solar cell or solar collector
$elec$	electrical
$g$	glass
$in$	inlet of the heat exchanger
$m$	maximum power point
$max$	maximum
$oc$	open-circuit
$out$	outlet of the heat exchanger
$r$	re-use
$ref$	STC reference state
$sc$	short-circuit
$sol$	solar
$th$	thermal
$total$	total
$0$	reference state

**Greek letters**

$\alpha$	absorptivity
$\eta$	energy efficiency
$\eta_{\text{power}}$	electrical efficiency of a conventional power plant
$\eta_{\text{st-elec}}$	maximum efficiency for the conversion of solar energy into electricity
$\eta_0$	electrical efficiency of the PV module at STC conditions
$\mu_i$	short-circuit current temperature coefficient ( $\text{A}/^\circ\text{C}$ )
$\mu_v$	open-circuit voltage temperature coefficient ( $\text{V}/^\circ\text{C}$ )
$\theta$	Carnot factor
$\theta^*$	electrical reduction factor
$\tau$	transmittivity
$\psi$	exergy efficiency or conversion efficiency

environmental aspects that limit both forms of energy conversion from solar modules and batteries are taken into account. To this purpose, simple analytical models are used to describe the electrical and thermal behaviors of PV and PV/T systems and reduction factors are introduced to highlight the sources (current, voltage) of electrical exergy destruction. Furthermore, an exergy diagram is presented to better identify exergy losses that occur in such energy conversion devices. The proposed methodology is applied to a case study that allows the behavior of PV/T systems forced to operate under different environmental conditions to be analyzed. Thus, benefits of using PV/T compared to individual PV arrays are quantitatively demonstrated.

**2. Solar exergy**

It is obvious that the evaluation of the exergy content of the solar radiation is essential to determine the performance of systems that convert energy received from the Sun. The solar exergy represents the maximum portion of the solar energy (radiation) that can be converted into useful work. Thus, the radiation exergy can be expressed as:

$$Ex_{\text{sol}} = \psi \cdot E_n \quad (1)$$

where  $E_n$  is the total radiation power (W) and  $\psi$  is a conversion efficiency coefficient similar to Carnot's factor. Based on this general definition and applying similar physical principles, different formulations of the conversion efficiency  $\psi$  have been proposed in the literature [6–8].

To determine the conversion efficiency factor  $\psi$ , Petela [6] used a thermodynamic analogy of a piston-cylinder system containing isotropic blackbody radiation at a temperature  $T$ . The absorption and emission of radiation, as well as the mechanical work produced by the system are considered during an "isotropic expansion" process (i.e., expansion invariant to the direction of the radiation) which eventually reaches the dead state of the system at temperature  $T_0$ . Following this approach, Petela has proposed a formulation based on the ideal conversion of solar thermal radiation into useful work, which corresponds to the exergy of the enclosed blackbody radiation system with a conversion coefficient given by:

$$\psi_P = 1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{\text{Sun}}} + \frac{1}{3} \left( \frac{T_0}{T_{\text{Sun}}} \right)^4 \quad (2)$$

where  $T_{\text{Sun}}$  and  $T_0$  are the solar radiation and dead state temperature, respectively.

Spanner [7] replaced the "isotropic expansion" of the piston-cylinder system proposed by Petela, by an irreversible spontaneous filling process. He has also considered the solar radiation as an energy input with the total mechanical work as output, i.e.,

including the irreversible work spent for the compression of the environment [9]. The application of this approach yields the following efficiency coefficient:

$$\psi_S = 1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{\text{Sun}}} \quad (3)$$

Jeter [8] has suggested the use of a Carnot efficiency by considering a radiation heat transfer to an ideal thermal engine, where solar radiation is taken equal to the amount of heat that is recovered from the Sun [10]. It must be pointed out that the degradation of radiation into heat is not considered in this approach [9]; thus, the efficiency coefficient is given by:

$$\psi_J = 1 - \frac{T_0}{T_{\text{Sun}}} \quad (4)$$

According to Bejan [10], formulations given by Eqs. (2)–(4) are individually correct and they complement one another. While Petela's efficiency factor provides the maximum available work from an isotropic blackbody radiation at temperature  $T_{\text{Sun}}$ , up to that of the dead state  $T_0$ , Spanner assumes a reversible removal of radiation from the environment. Instead, Jeter considers a much simpler approach where heat recovered from solar radiation is converted into useful work by using a reversible heat engine with a second heat reservoir at the ambient temperature  $T_0$ . It must be pointed out that the irreversibility associated to the blackbody radiation flux was studied by Wright et al. [11]. They have identified the reemitted radiation (i.e., scattering) as the principal cause of radiation energy degradation. Thus, they have concluded that Petela's formulation correctly represents the exergy of a blackbody radiation. To this aim, if the Sun is assumed to behave as a blackbody, then the use of Petela's coefficient must provide the upper limit of solar energy that can be converted into useful work. Therefore, in this paper, Petela's expression (Eq. (2)), which is different to that used by Sahin et al. [3] and Joshi et al. [4], is used to estimate the exergy of solar radiation. Consequently, considering a PV module with a surface area  $A_{\text{PV}}$  and a solar intensity  $E$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ), the exergy of solar radiation is then expressed as:

$$Ex_{\text{sol}} = \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{\text{Sun}}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{\text{Sun}}}\right)^4\right) A_{\text{PV}} E \quad (5)$$

### 3. Electrical exergy of PV cells

The potential of solar energy and especially its conversion into both electrical and thermal forms have been largely studied in view of both domestic and industrial applications. In particular, the production of electricity from solar energy is based on photon–electron interactions occurring in PN junctions formed from semiconductor materials. Thus, photons having energy superior to the gap energy are able to detach covalent electrons and create electron–hole pairs that behave as free electrical charges, which are then collected as electric current before the recombination and diffusion mechanisms occur. Several limitations of the conversion of solar radiation into electricity, in particular internal voltage losses, have been investigated by several authors using different thermodynamic approaches. To estimate the upper limit of the open-circuit voltage of PV cells, Bisquert et al. [12] have considered that the chemical potential used to determine the gap energy represents the aforementioned upper limit. Thus, for an ideal reversible PN junction and assuming a Carnot engine running between the Sun and the cell temperature, they have expressed this limit as:

$$V_{\text{oc,max}} = \left(1 - \frac{T_c}{T_{\text{Sun}}}\right) \frac{E_g}{q} \quad (6)$$

where  $T_c$  is the cell temperature,  $E_g$  is the gap energy of the semiconductor and  $q$  is the electric charge of the electron. The ratio  $V_g = E_g/q$  is called the gap voltage.

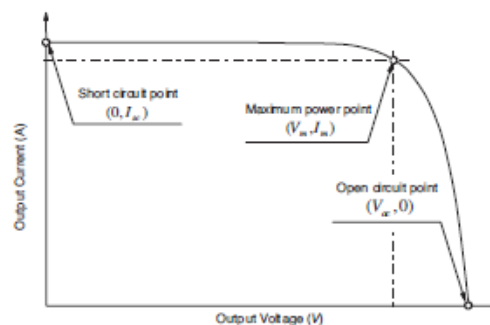


Fig. 1. Typical  $I-V$  curve of a PV cell.

Markvart [13,14] has studied the entropy creation process in photovoltaic cells due to the transport of kinetic energy by electrical charges as a function of the  $I-V$  PV cell characteristic curve (see Fig. 1). In his formulation, he has taken into account irreversible effects such as photon solid angles, non-radiative recombination of charges (caused by impurities) and photon cooling. Markvart has considered that the open-circuit voltage is equal to the Carnot efficiency times the gap voltage minus losses associated to the aforementioned irreversibility. In turn, Baruch [15] has applied a similar approach but he has also added the effect of radiation losses; thus, he has proposed that the open-circuit voltage can be expressed similarly to Eq. (6), by subtracting all irreversible losses.

It is obvious that a description of the transformation of solar energy into electricity requires an expression to calculate the maximum voltage and a second one to evaluate the current that could be obtained from the solar cell. It is apparent that the ideal (i.e., maximum) electrical potential is given by the gap voltage which is intrinsic to semiconductor material properties, i.e., the gap energy. In fact, the higher this energy is, the greater the open-circuit voltage becomes. In turn, the higher this gap energy is, the lower the number of photons that interact with the PN junction (i.e., solar radiation is inversely proportional to the energy of photons) becomes. Therefore, the maximum electrical current (photocurrent) that can be obtained from a solar cell is determined by the effective number of photons that produce electron–hole pairs that are externally collected before losses due to long range diffusion and recombination processes occur. This photocurrent is quite well represented by the electrical current measured under short-circuit conditions.

Similarly to the modeling approach proposed by Sahin et al. [3] and Joshi et al. [4], in this work, the gap voltage is used to express the maximum electrical exergy  $W_{\text{max}}$ . In addition, it is assumed that the useful exergy corresponds to the maximum electrical power output  $W_{\text{PV}}$  given by the product of the current and voltage when it operates under the maximum power condition (surface shown in dotted lines in Fig. 1). Thus, both useful and destruction exergies associated to the conversion of solar energy into electricity can be written as follows:

$$Ex_{\text{elec}} = W_{\text{PV}} \times 1 = (V_m \cdot I_m) \times 1 \quad (7)$$

$$D_{\text{elec}} = (W_{\text{max}} - W_{\text{PV}}) \times 1 = (V_g \cdot I_{\text{ph}} - V_m \cdot I_m) \times 1 \quad (8)$$

where  $V_m$  and  $I_m$  are the voltage and current at the maximum power operation point, respectively, and  $I_{\text{ph}}$  is the photocurrent (i.e., short-circuit current). It must be pointed out that the expression of available electrical exergy from the Sun is valid for single-junction devices, i.e., having one kind of solar cell and one value of gap energy. However, by following the same approach and applying the correct value of the generated photocurrent to the associated gap

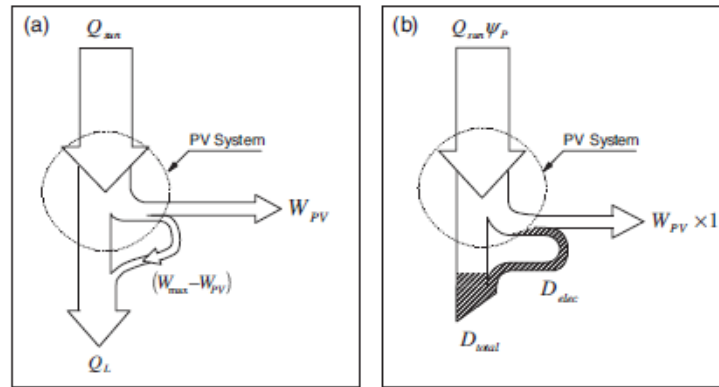


Fig. 2. (a) Energy and (b) exergy flow diagrams of a PV cell.

energy, this definition can be extended to heterojunction devices or multigap structures.

In addition, only a fraction of the solar radiation is converted into electricity not only due to the aforementioned electrical losses but also because some photons do not interact with the PV cell and they pass through the device. Thus, the energy balance applied to the PV module alone can be expressed as a function of  $W_{PV}$  (or  $W_{PV}$  and  $W_{max}$ ) and the heat  $Q_L$  that includes both electrical and optical losses, hence:

$$Q_{Sun} = W_{PV} + Q_L = W_{max} + Q_L - (W_{max} - W_{PV}) \quad (9)$$

where  $Q_{Sun} = A_{PV}E$  is the solar energy (power) that comes up to the PV module. This equation shows that even if  $W_{max}$  corresponds to the maximum electrical energy, the solar radiation can never be totally converted into electricity, i.e.,  $W_{max}$  cannot be equal to  $Q_{Sun}$  in any case. In fact, comparing the solar cell to a thermal engine,  $Q_L$  represents the heat received by a sink (environment) required to produce a desired effect (i.e., work). Moreover, Eq. (9) explicitly expresses the inherent electrical losses of the solar radiation conversion process; this balance can be schematically represented by the energy flow diagram shown in Fig. 2a.

From an exergy point of view, not all the entire amount of  $Q_L$  is lost because a portion of this energy is consumed for upgrading a fraction of the solar radiation up to the exergy of electricity, i.e., with a quality factor equal to 1. Hence, the exergy balance can be written as:

$$Q_{Sun}\psi_P = W_{PV} \times 1 + D_{total} = W_{PV} \times 1 + [Q_L\psi_P + W_{PV}(\psi_P - 1)] \\ = W_{max} \times 1 - D_{elec} + D_{total} \quad (10)$$

where  $D_{total}$  is the total exergy destruction of the system, where the electrical exergy destruction can be explicitly expressed. The solar exergy permits output energy  $W_{PV}$  to be produced, as well as the inherent losses  $Q_L$ . However, this last term is not completely lost from an exergy view point and allows the exergy of  $W_{PV}$  to be upgraded up to one. Therefore, the term  $W_{PV}(\psi_P - 1)$  is negative. Fig. 2b illustrates the exergy flow diagram of the PV cell with the upgrade of the electrical exergy explicitly represented. It is obvious that the improvement of the performance of PV system can be achieved by decreasing electrical exergy destruction, which has a direct impact on  $D_{total}$ .

The maximum efficiency for the conversion of solar energy into electricity can be expressed as:

$$\eta_{sr-elec} = \frac{W_{max}}{A_{PV}E} = \frac{V_g \cdot I_{ph}}{A_{PV}E} \quad (11)$$

where  $E$  is the solar intensity received by the PV module. This term is different from the solar intensity acting upon the PV system, which takes into account effects due to the glass protection cover, cell absorptivity, etc. Therefore Eq. (11) represents the limitations of the conversion of solar radiation into electricity due to inherent physical properties of solar cell materials, i.e., the gap energy, and the energy of incident photons. The same approach can then be used to express the destruction of electrical exergy in terms of different ratios. Hence, Eq. (8) can be rewritten as:

$$D_{elec} = V_g \cdot I_{ph} \left( 1 - \frac{V_{oc} \cdot I_{sc}}{V_g \cdot I_{ph}} \frac{V_m \cdot I_m}{V_{oc} \cdot I_{sc}} \right) \quad (12)$$

where  $I_{sc}$  is the short-circuit current that can be approximated to the photocurrent. The first ratio in this equation can then be reduced to the ratio of the open-circuit voltage over the gap voltage which introduces the open-circuit voltage limitation of the solar cell. The second one is the fill factor that corresponds to the ratio of the power produced over the maximum ideal power of a PV module. It emphasizes the operating limit of a PV module, i.e., no electrical current can be obtained from an open-circuit cell when the output voltage is maximum and no voltage output can be achieved when the photocurrent is maximum. To study current and voltage effects on the fill factor separately, expressions proposed by Saloux et al. [16] can be used. The open-circuit voltage and the short-circuit current are then calculated as a function of the temperature and solar intensity as follows [16]:

$$V_{oc} = \frac{nN_s k_B T_c}{q} \ln \left( 1 + \frac{I_{ph}}{I_0} \right) \quad (13)$$

$$I_{sc} = I_{ph} \quad (14)$$

where  $n$  is the quality factor of the diode,  $N_s$  is the number of PV cells connected in series,  $k_B$  is the Boltzmann constant,  $T_c$  is the cell temperature,  $q$  is the electron charge,  $I_{sc}$  is the short-circuit current,  $I_0$  is the saturation current of the diode and  $I_{ph}$  is the generated photocurrent. The maximum power point voltage and current are expressed respectively by [16]:

$$V_m = \frac{nN_s k_B T_c}{q} \ln \left( \frac{nN_s k_B T_c}{q I_0} \frac{I_{sc}}{V_{oc}} \right) \quad (15)$$

$$I_m = I_{ph} + I_0 - \frac{nN_s k_B T_c}{q} \frac{I_{sc}}{V_{oc}} \quad (16)$$



Assuming that  $I_{ph} \gg I_0$  and using Eq. (13), then Eqs. (15) and (16) can be rewritten as:

$$V_m = \theta_V^* V_{oc} = \left(1 - \frac{\ln(\ln(I_{ph}/I_0))}{\ln(I_{ph}/I_0)}\right) V_{oc} \quad (17)$$

$$I_m = \theta_I^* I_{sc} = \left(1 - \frac{1}{\ln(I_{ph}/I_0)}\right) I_{sc} \quad (18)$$

where appropriate reduction factors for voltage ( $\theta_V^*$ ) and current ( $\theta_I^*$ ) are introduced to account for the behavior of the cell represented in Fig. 1. Furthermore, the photocurrent and the saturation current are determined as:

$$I_0 = \frac{I_{ph,ref} + \mu_I(T_c - T_{c,ref})}{\exp\left(\frac{q(V_{oc,ref} + \mu_V(T_c - T_{c,ref}))}{nN_A k_B T_c}\right) - 1} \quad (19)$$

$$I_{ph} = \frac{E}{E_{ref}} (I_{ph,ref} + \mu_I(T_c - T_{c,ref})) \quad (20)$$

Note that the subscript ref indicates the STC reference state given by the manufacturer under which every parameter of the solar cell is evaluated. In these equations,  $\mu_I$  and  $\mu_V$  are the short-circuit current and open-circuit voltage temperature coefficients, respectively [16]. Therefore, the fill factor is expressed as the product of reduction factors for the voltage and the current. Finally, the produced exergy as well as the destruction of electrical exergy can be rewritten as:

$$Ex_{elec} = \theta_{oc}^* \theta_V^* \theta_I^* \cdot V_g \cdot I_{ph} \quad (21)$$

$$D_{elec} = (1 - \theta_{oc}^* \theta_V^* \theta_I^*) V_g \cdot I_{ph} \quad (22)$$

where  $\theta_{oc}^*$  is the ratio of the open-circuit voltage to the gap voltage written by using Eq. (13), as:

$$\theta_{oc}^* = \frac{V_{oc}}{V_g} = \frac{n k_B T}{E_g} \ln \left(1 + \frac{I_{ph}}{I_0}\right) \quad (23)$$

The degradation of the voltage ( $\theta_{oc}^* \theta_V^*$ ) and the current ( $\theta_I^*$ ) during the conversion of solar radiation into electricity appears explicitly in Eq. (22). As a result the destruction of electrical exergy depends essentially on cell temperature and solar intensity. These reduction factors reveal fabrication and operation limits of different PV technologies. Thus, they can permit PV arrays manufactured using the same technology to be compared and evaluated against themselves. Therefore, effects caused by the quality of PV materials as well as losses associated to fabrication processes can be determined from the maximum conversion efficiency ( $\eta_{sr-elec}$ ) and the open-circuit voltage factor ( $\theta_{oc}^*$ ). In turn, electrical losses are represented by the value of the fill factor that corresponds to deviations of the electrical behavior of a real system from the ideal case (quality of the PN junction, internal electrical resistances, junction current leakages, etc.). Instead, current and voltage effects can then be evaluated separately by using the proposed current ( $\theta_I^*$ ) and voltage ( $\theta_V^*$ ) reduction factors. To demonstrate the convenience of using these factors, several commercial panels manufactured from polycrystalline, monocrystalline and amorphous silicon (single junction) materials and tested under STC conditions (i.e., irradiation of 1000 W/m<sup>2</sup> and module temperature of 25 °C), have been compared. The information about data sheets used to perform the calculations is given in Table 1 and the range of estimated efficiencies and reduction factors for each technology are presented in Table 2. It is apparent that monocrystalline materials show best results for both the conversion efficiency and the fill factor, even though  $\theta_{oc}^*$  is not necessarily high. The values given in this table also show that some polycrystalline PV panels perform as well as monocrystalline ones; however, this technology is characterized by a wide range of values, in particular for the fill

**Table 1**  
Commercial photovoltaic panels based on polycrystalline, monocrystalline and amorphous silicon materials.

Material	Panel model (manufacturer)
Polycrystalline	MSX64 (Solarex), KD505E-1P (Kyocera), C123p (Conergy), KC200GT (Kyocera), MSX120 (BP Solar)
Monocrystalline	SP75 (Shell Solar), BP585 (BP Solar), SM50-H (Shell Solar), ASE-100-DG-UT (Schott Solar), NTS1A85E (Sharp)
Amorphous	SA-100 (Sunner Solar), B107W (Intersolar), LSU (Kaneka)

**Table 2**  
Efficiencies and reduction factors for different PV modules at STC conditions.

	Polycrystalline	Monocrystalline	Amorphous
$\eta_{sr-elec}$	0.236–0.395	0.285–0.349	0.100–0.148
$\eta_e$	0.095–0.142	0.112–0.134	0.041–0.068
$\theta_{oc}^*$	0.522–0.548	0.532–0.548	0.708–0.759
$\theta_V^*$	0.799–0.822	0.783–0.821	0.652–0.773
$\theta_I^*$	0.826–0.920	0.893–0.944	0.815–0.889
FF	0.661–0.752	0.706–0.769	0.580–0.630
$\theta_{oc}^* \theta_V^* \theta_I^*$	0.359–0.462	0.385–0.421	0.411–0.464

factor. Hence, these figures show large variations among PV arrays that have been manufactured by using the same technology. It is also observed that the use of amorphous materials produces the lowest efficiency, even though it yields the highest value of  $\theta_{oc}^*$ , while the observed low fill factors are due to the values of  $\theta_V^*$ . It is obvious that these figures are valid for panels working under STC conditions; they can change at low irradiation level and extreme temperature conditions. Therefore the use of reduction coefficients may provide information about possible PV improvements as well as helping designers to perform quick comparisons among different technologies and arrays subjected to specific climate (temperature, irradiation) conditions.

#### 4. Thermal exergy recovery from PV/T systems

Dubey et al. [17] have investigated four concepts of air PV/T collectors: glass-to-glass PV modules with and without ducts, and glass-to-temlar PV modules with and without ducts. The glass-to-glass PV module with ducts is composed of glass covers on the top and the bottom of PV module, the first one being essentially used to protect PV modules from environmental conditions. Defining a packing factor to describe the surface occupied by the solar cells in comparison to the total surface of a PV module, solar radiation that has not been absorbed by the PV module passes through the second glass cover to the air duct. Heat is also recovered from the solar module by conduction through the second glass cover. A blackened surface mounted on insulating material; for instance Plexiglas is used at the bottom of the duct to retain heat. Different configurations are also possible; opaque temlar can replace the second glass cover; thus, no blackened surface is necessary [17].

Zondag et al. [1] investigated nine design concepts of water PV/T-collectors, classified in four groups: sheet-and-tube, channel, free flow and two absorber PV/T-collectors. To increase thermal insulation, several glass covers can be mounted to the top of the system. In such a case, heat losses are certainly reduced but the electrical performance of the system can be seriously affected. Therefore, the use of more than two glass covers is not recommended. Furthermore, in some cases the use of glass covers can also be avoided.

Several heat flow systems and black thermal absorbers can be employed to increase thermal energy recovery. Air, water or air–water mixture can be used as working fluids in tubes or channels. Charalambous et al. [18] have presented an extensive review of photovoltaic/thermal collectors having different types of thermal collectors such as: flat-plate, solar concentrators using reflectors or

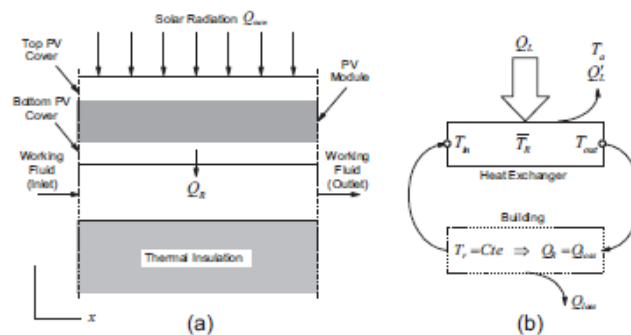


Fig. 3. (a) Simplified schematic diagram of a PV/T system; (b) energy flow diagram of the thermal portion of the system.

parabolic mirrors with air and/or water flows. In particular, air-type PV/T collectors are classified according to the air flow distribution that can be below or above, or on both sides of black thermal absorbers.

#### 4.1. Energy balance

In PV systems, the portion of solar radiation  $Q_{in}$  that is not transformed into electricity is rejected to a heat sink (Eq. (9)). Instead, in PV/T systems, a portion of this energy is recovered as heat by using appropriate heat exchangers. Therefore, PV/T systems can be modeled as a combination of a PV module for electricity production, a heat recovering portion and a fraction of heat transferred to the environment. Assuming a packing factor equal to unity, i.e., solar cells occupy the total area of PV modules, PV/T collectors can be represented schematically by the diagram shown in Fig. 3a in conjunction with the energy flux given in Fig. 3b. The thermal energy  $Q_R$  is recovered by heating a working fluid from the temperature at the inlet of the heat exchanger  $T_{in}$  up to the outlet temperature  $T_{out}$  with a mean fluid temperature  $T_R$ . The term  $Q'_L$  in this figure represents the heat loss to the environment which is characterized by the ambient temperature  $T_a$ . In the special case of building thermal loads, the recovered heat is used to maintain the room temperature  $T_r$  constant, i.e., the heat input balances the thermal losses of the building  $Q_{loss}$ . For a packing factor equal to unity, the solar cell area is the same for both PV and PV/T systems and thus, the heat recovered by the working fluid cools the PV module. Therefore, the electrical performance due to a lower module temperature can be improved in PV/T systems as compared to PV ones.

Charalambous et al. [18] reported analytical models of PV/T collectors. In particular, the useful thermal energy is generally determined by introducing a heat removal factor  $F_r$ , that avoids the calculation of cell temperature. This energy can be estimated as:

$$Q_R = A_c F_r [E - U_L (T_{in} - T_a)] \quad (24)$$

where  $A_c$  is the surface of the collector exposed to the solar radiation  $E$  and  $U_L$  is an overall collector heat loss coefficient that depends strongly on the heat transfer from the absorber up to the working fluid. In addition, by performing the energy balance on each component of a typical PV/T system, Dubey et al. [17] have proposed analytical expressions to directly determine the cell temperature as well as the electrical efficiency of PV modules. Therefore, the present work is based on Dubey et al. formulation and depends on the specific PV/T system design. Nevertheless, overall heat transfer coefficients  $U_R$  and  $U_L$  are introduced to account for thermal energy

recovery and loss respectively. Therefore, the energy balance for a single glass cover on the top of a PV module (Fig. 3a), is written as:

$$\alpha_c \tau_g E = \alpha_c \tau_g \eta_c E + U_L (T_c - T_a) + U_R (T_c - T_R) \quad (25)$$

where  $\alpha_c$  is the cell absorptivity,  $\tau_g$  is the glass transmittivity,  $E$  is the incident solar radiation before passing through the glass cover,  $\eta_c$  is the electrical efficiency,  $T_c$ ,  $T_R$  and  $T_a$  are the cell, the bulk fluid and ambient temperatures, respectively. It must be pointed out that even though the electrical efficiency varies with both cell temperature and solar intensity, the overall effect on the performance of a PV/T system is quite low as compared to the total amount of generated electricity. For instance, changing the efficiency from 0.14 to 0.10 yields a relative error of 4% on the energy balance. Thus, to determine the cell temperature in this work, the electrical efficiency is assumed constant and equal to the reference value given by the manufacturer. The cell temperature can then be expressed as a function of the bulk temperature of the fluid and overall heat transfer coefficients, hence:

$$T_c = \frac{\alpha_c \tau_g (1 - \eta_0) E + U_L T_a + U_R T_R}{U_L + U_R} \quad (26)$$

where  $\eta_0$  represents the module electrical efficiency given by the manufacturer at STC conditions. The energy balance applied upon the working fluid is given by:

$$\frac{\dot{m}_{wf} c_{wf}}{b} \frac{dT_R}{dx} = U_R (T_c - T_R) \quad (27)$$

where  $\dot{m}_{wf}$  and  $c_{wf}$  are the working fluid mass flow rate and specific heat, respectively, and  $b$  is the width of the PV/T module. Replacing Eq. (26) into (27) and assuming an inlet fluid temperature  $T_{in}$  for solving the first order differential equation, the fluid bulk temperature at the position  $x$  inside the duct is expressed as:

$$T_R(x) = \left( \frac{\alpha_c \tau_g (1 - \eta_0) E}{U_L} + T_a \right) (1 - \exp(-Cx)) + T_{in} \exp(-Cx) \quad (28)$$

where  $C = \left( \frac{U_L U_R}{U_L + U_R} \right) \frac{b}{\dot{m}_{wf} c_{wf}}$ . Since the bulk fluid temperature varies along the channel, its mean value is therefore considered as the variable that controls both the cell temperature as well as the net recovered heat and directly depends on the inlet fluid temperature. The average value of the fluid bulk temperature is thus calculated by integrating Eq. (28) which yields:

$$\bar{T}_R = \frac{1}{L} \int_0^L T(x) dx = \left( \frac{\alpha_c \tau_g (1 - \eta_0) E}{U_L} + T_a \right) \left( 1 - \frac{1 - \exp(-CL)}{CL} \right) + T_{in} \frac{1 - \exp(-CL)}{CL} \quad (29)$$



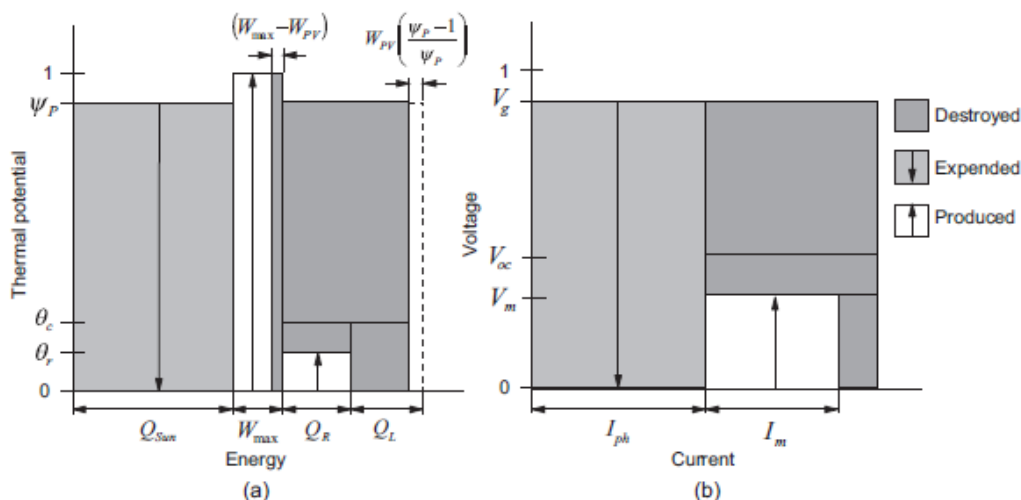


Fig. 4. Representation of the exergy transfer in a typical PV/T system.

where  $L$  is the length of PV/T fluid channel. Dubey et al. [17] assumed  $T_{in}$  to be equal to the ambient temperature; however, they studied the performance of PV/T system in New Delhi during the month of April, where the ambient temperature fluctuates from 30 °C to 38 °C, which is not the case for cold weather countries. In cold climates, the ambient temperature can be quite low and the PV/T system cannot handle alone the heating loads; it could be used for preheating the ventilation air (fresh air) brought into the building ( $T_{in} - T_a$ ). Moreover, the use of recirculation air room temperature or a mixture of ambient and air room temperatures (i.e., if a renewal air system is used) are other possibilities which are certainly more realistic for cold weather applications.

Once  $T_{in}$  is fixed, then both the cell and the fluid average temperatures can be used to determine heat balances around the PV/T module. The recovered heat  $Q_R$  is then estimated based on the difference between the cell and the mean fluid temperatures using an appropriate heat transfer coefficient. The heat  $Q_L'$  is explicitly separated into two terms: an energy reflection component (i.e., the non-absorbed portion of solar energy due to the effect of the glass cover) and a conductive–convective component from the cell to the environment, thus:

$$W_{PV} = V_m \cdot I_m = \alpha_c \tau_g \eta_c A_{PV} E \quad (30)$$

$$Q_R = U_R A_{PV} (T_c - \bar{T}_R) \quad (31)$$

$$Q_L' = U_L A_{PV} (T_c - T_a) + (1 - \alpha_c \tau_g) A_{PV} E \quad (32)$$

Eq. (30) allows the electrical efficiency of the PV module to be estimated. In fact,  $\eta_c$  corresponds to the ratio of the electrical output at maximum power to the net solar intensity absorbed in the PV module, i.e., after light passes through the glass cover. Thus, the product  $\alpha_c \tau_g E$  corresponds to  $E'$  used in Eq. (11). The values of  $U_R$  and  $U_L$  required by Eqs. (31) and (32) are determined from available PV/T manufacture design data (i.e., dimensions, materials, etc.).

#### 4.2. Exergy balance

Exergy analysis is based on the appropriate selection of the reference state, i.e., a dead state under which a system is not able to produce work. To this aim, in this study the ambient temperature is considered as the reference environment, i.e.,  $T_0 = T_a$ . The recovered heat is transferred from the PV module to the working

fluid by a conduction–convection process. At first glance, this heat exergy can be estimated by using a Carnot factor applied to the heat recovered by the fluid. However, a more rigorous treatment should also include the final use, or re-use of the recovered heat. To this purpose, a Carnot factor for reused heat is then introduced as  $\theta_r = 1 - T_0/T_r$ , where  $T_r$  is the temperature associated to the reused energy. This temperature will depend on the application of the PV/T system. For instance, for building or home applications this temperature can be considered as: the air room temperature (20 °C), the water temperature of domestic hot water heating or a temperature of a thermal energy storage system. Depending on the application, the minimum outlet fluid as well as the mean fluid temperature must change to satisfy heat transfer conditions. Taking into account these considerations, the exergy balance of a PV/T system can then be expressed as:

$$Q_{Sun} \psi_p = Q_R \theta_r + W_{PV} \times 1 + D'_{total} = Q_R \theta_r + W_{PV} \times 1 + [Q_R(\psi_p - \theta_r) + Q_L' \psi_p + W_{PV}(\psi_p - 1)] \quad (33)$$

with the energy balance given by:

$$Q_{Sun} = Q_R + Q_L' + W_{PV} \quad (34)$$

The destruction of exergy is given by two heat exergy terms and the upgraded exergy of the electrical work. Note that according to Eqs. (9) and (10),  $W_{max}$  could also be introduced to express explicitly electrical losses. The purpose of heat recovery is to decrease the total exergy destruction expressed by Eq. (10) by increasing the electrical performance (i.e., decreasing the PV cell temperature) and producing a useful thermal effect (Eq. (33)).

#### 4.3. Graphical representation of exergy balances

Sorin et al. [19] and Ducoulombier et al. [20] have presented a very useful graphical representation of exergy distributions in thermal systems using thermal potentials or Carnot factors as the ordinate axis and extensive variables (heat, work) as the abscise axis. Such diagram applied to PV and PV/T systems is shown in Fig. 4a. In this figure, the energy is represented on the x axis and the exergy balance is given by the surfaces of the graph, i.e., the product of a quality factor by the amount of energy. Thus, the contribution of both the exergy of the recovered heat (for PV/T systems only)

and the net electrical output  $W_{PV}$  represents the useful exergy. This last term is presented by intensive and extensive variables in the voltage–current diagram shown in Fig. 4b, where voltage and current losses are illustrated explicitly. In this way, voltage losses are easily identified from the reading on the y axis which represents the reduction of electrical potential; similarly current losses are indicated on the x axis. Hence, this kind of representation provides a direct comprehension of the behavior of PV systems.

It is obvious that the optimization of the PV portion of the system will necessitate a minimization of the electrical exergy destruction by making  $W_{PV}$  tend to  $W_{max}$  (Fig. 4a), i.e., by making  $I_m$  and  $V_m$  tend to  $I_{ph}$  and  $V_g$ , respectively (Fig. 4b). It is interesting to observe that the largest exergy destruction is caused by a voltage drop from the gap to the open-circuit value; such conclusion can also be obtained from the reduction factors similar to those presented in Table 2. Nevertheless, the negative term in Eq. (33), that represents the revalorization of a portion of solar radiation into electricity, is illustrated in Fig. 4a by a surface shown in dotted lines. This term at potential  $\psi_p$ , is subtracted from the exergy loss to the environment. The energy content of this surface must be  $W_{PV}(\psi_p - 1)/\psi_p$  to correctly satisfy the exergy balance (Eq. (33)). This figure clearly shows that the principal source of exergy destruction is due to the loss of energy quality for the solar radiation up to a Carnot factor that corresponds to the temperature of the module itself. Note that for a PV system, heat losses from the module to the environment are completely destroyed. Nevertheless, for a PV/T system, the heat  $Q_R$  shown in the figure is recovered; however, its quality is degraded during the heat recovery process. Therefore, a minimization of heat losses and maximization of the reused energy temperature yields the highest heat recovery exergy. The recovered heat depends linearly (for the case of conductive and convective heat transfer) on the temperature difference between the PV module and the fluid temperature; in turn, the amount of recovered heat decreases with increasing reused energy temperature. Qualitative and quantitative aspects are thus clearly shown, where two competing mechanisms must be satisfied.

This kind of diagram permits both energy flows and irreversibilities associated to energy paths to be easily visualized. It must be pointed out that others mechanical components such as fans, circulation pumps, radiant floors, energy storage equipments, etc. can also be integrated in this kind of representation, which can certainly help to characterize the performance of a whole installation independently of its complexity.

#### 4.4. Exergy efficiency of PV and PV/T systems

Due to different qualities in electrical and heat energies, i.e., electricity has the highest-grade quality as compared to heat, energy analyses of PV/T systems is not simple. A formulation of the energy efficiency of PV/T has been introduced by Huang et al. [21], where the high-quality of electrical energy is implicitly considered, hence:

$$\eta_{PV/T} = \frac{\eta_{elec}}{\eta_{power}} + \eta_{th} \quad (35)$$

where  $\eta_{elec}$  and  $\eta_{th}$  are the electrical and thermal efficiencies of PV/T system respectively, while  $\eta_{power}$  is the electrical efficiency of a conventional power plant which is taken equal to 38% [21]. In this manner, the electrical efficiency is considered as a thermal efficiency that expresses the higher quality of electricity. This value is generally lower than one [1]; however, this efficiency can exceed one therefore, users must be careful with the limits of such expression. For instance, a 1.05 value is obtained with 0.19 electrical and 0.55 thermal efficiencies. Eq. (35) shows the limitations of the energy analysis of systems that convert different forms of

energy; these inconveniences can be avoided by performing an exergy assessment.

Sahin et al. [3] have introduced exergy efficiency by considered enthalpy and entropy balances between a PV/T module and the environment with the net generated electricity (i.e., taking into account electrical losses) as the highest energy content. Joshi et al. [4] in turn have defined a similar efficiency by including both the output of electrical power and the exergy of the recovered heat. Therefore, in this paper the exergy efficiency of the PV portion of the system is considered as the ratio of the maximum output of electrical power (i.e., at  $V_m$  and  $I_m$  conditions in Fig. 1) to the solar radiation exergy; thus:

$$\psi_{PV} = \frac{V_m \cdot I_m}{\left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sun}}\right)^4\right) A_{PVE}} \quad (36)$$

Then, the exergy efficiency for a PV/T system is estimated as the ratio of the sum of the maximum output of electrical power and the exergy of the recovered thermal power to the solar radiation exergy given by Eq. (5), which yields:

$$\psi_{PV/T} = \frac{V_m \cdot I_m + Q_R \theta_r}{\left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sun}}\right)^4\right) A_{PVE}} \quad (37)$$

Joshi et al. [4] considered the recovered heat as thermal losses from the module until the ambient temperature is reached; therefore they used a Carnot factor for the solar cell to determine the exergy of recovered heat. Moreover, they considered that recovered heat has a negative effect on the overall useful exergy of the PV system. Here, instead, it is assumed that the system, which permits heat to be recovered, is independent from heat losses to the environment as shown in Fig. 3a. Furthermore, the associated exergy is calculated from a reused heat temperature  $T_r$  which allows exergy destruction due to heat transfer to be explicitly taken into account. It is obvious that this term is zero in PV system (no heat recovery). Finally, the electrical performance degradation is implicitly considered and as previously mentioned, the product  $V_m I_m$  is higher for the PV/T system than for the PV one.

#### 5. Model validation – case study

Predictions of the proposed model have been compared to results of a thermal analysis applied to a glass-to-glass air PV/T system given in Dubey et al. [17]. For model validation purposes, only conductive–convective heat transfer from the cell to the working fluid (i.e., air), is considered. Since the PV module used by Dubey et al. is not specified, a Shell Solar SP-75 module [22] is selected for the present work based on geometrical considerations, i.e., similar surface dimensions. This module is composed of 36 125 mm × 125 mm PowerMax<sup>®1</sup> monocrystalline silicon solar cells connected in series. The total area of this module is 1.2 m × 0.527 m. The packing factor for the aforementioned dimensions is then equal to 0.89, compared to 0.83 given by Dubey et al. [17]. Note that, as mentioned before, the present model assumes a packing factor equal to one and this value affects only the thermal energy balance equation. Similar design parameters as those reported by Dubey et al. [17] are used to carry out modeling validation; these values are given in Table 3.

The electrical efficiency at nominal operating conditions was calculated using Eq. (30). In turn, Dubey et al. presented an electrical efficiency estimated analytically as a function of weather and design parameters [17]. The convective heat transfer coefficient of the air in the duct (i.e., the working fluid) is calculated

<sup>1</sup> Trade mark of PowerMax.

**Table 3**  
Electrical (SP-75 module at 25 °C, AM1.5, 1000 W/m<sup>2</sup>) and thermal design parameters of a PV/T system.

Electrical parameters	Value	Thermal parameters	Values
$L$	1.2 m	$\dot{m}_{\text{ref}}$	0.0058 kg/s
$b$	0.527 m	$C_{\text{ref}}$	1.005 kJ/kgK
$N_s$	36	$\alpha_c$	0.9
$E_g$	1.12 eV	$\tau_g$	0.95
$V_{oc}$	21.7 V	$L_g$	0.003 m
$V_m$	17.0 V	$K_g$	1.1 W/mK
$I_{sc}$	4.8 A	$h_o$	7.6 W/m <sup>2</sup> K
$I_m$	4.4 A	$h_i$	8.8 W/m <sup>2</sup> K
$\eta_0$	0.14	$U_c$	7.5 W/m <sup>2</sup> K
$\mu_t$	+2 mA/°C	$U_R$	8.6 W/m <sup>2</sup> K
$\mu_V$	−76 mV/°C		

as  $h_i = 2.8 + 3v$  with the velocity of the air  $v = 2$  m/s. The convective heat transfer coefficient to the ambient air is estimated by  $h_o = 5.7 + 3.8V$  with an air velocity  $V = 0.5$  m/s. Hence, overall heat transfer coefficients are expressed as follow:

$$U_L = \left( \frac{L_g}{K_g} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \quad (38)$$

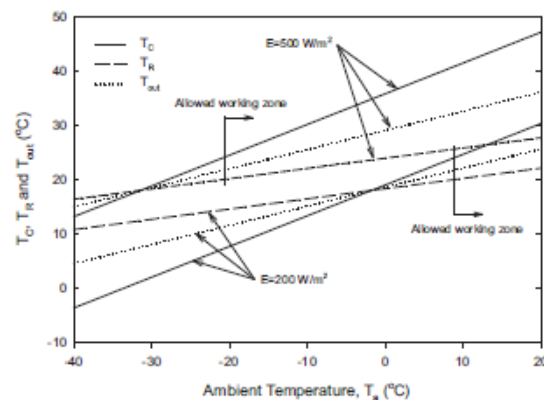
$$U_R = \left( \frac{L_g}{K_g} + \frac{1}{h_i} \right)^{-1} \quad (39)$$

The temperatures required by the present model and that of Dubey et al. [17], have been calculated by assuming the inlet air temperature ( $T_{in}$ ) equal to the ambient temperature. Since convection heat transfer coefficients only depend on the fluid velocity, both the recovered heat as well as thermal losses do not change when the ambient temperature is increased. Only the output electrical power decreases with increasing the ambient temperature. For the proposed model with  $T_a = 30$  °C and  $E = 500$  W/m<sup>2</sup>, the cell temperature and air temperature are 58.0 °C and 39.3 °C, respectively; for the model of Dubey et al, these values are 55.7 °C and 39.1 °C, respectively.

Even though air temperatures are very close, the cell temperature of the present model is 2.3 °C higher than the value obtained with the reference model and this difference is due to the packing factor. Relative differences of the output electrical power, heat losses and recovered heat between the two models are −1.3%, +2.6% and −8.1%, respectively. The difference in the electrical power (underestimated) and heat losses (overestimated) are however quite low and they are principally due to the cell temperature. In turn, the absence of the absorber plate and the difference of packing factor in the present model lead to an underestimation of the overall recovered heat. Since the principal objective of PV/T panels consists of obtaining the maximum output of electrical power, the packing factor should then be ideally close to unity; therefore the observed underestimation is acceptable.

##### 5.1. Influence of the inlet heat working fluid temperature

As already mentioned, the recovered heat can be used for different heating applications. In this work, it is used for room heating of a building, i.e.,  $T_r = 20$  °C, in cold weather regions. Therefore, the minimal heating condition forces the minimal temperature of the air at the outlet of the panel flow channel to have the same value (i.e.,  $T_{out} = 20$  °C); for convenience, this condition can be extended to the mean air flow temperature. Using the ambient air is not appropriate for low ambient temperature conditions; in such cases, the recirculation of the air in the room or a mixture of room with ambient air seems to be more suitable. Eq. (29) expresses the mean air flow temperature in the PV/T module as a function of solar intensity  $E$ , ambient temperature  $T_a$  and the inlet air temperature  $T_{in}$ . Assuming



**Fig. 5.** Cell temperature, mean and outlet working fluid temperatures vs. ambient temperature for two solar intensities.

that  $T_R = 20$  °C is the minimal condition for room heating (that yields an infinite surface heat exchanger), then a minimal value of  $T_D$ , that depends on weather conditions, can be expressed as a function of the  $E$  and  $T_{in}$ . For variations of  $E$  from 100 to 1000 W/m<sup>2</sup> and of  $T_{in}$  from 10 to 20 °C, minimal ambient temperatures ranging from −79 °C to 53 °C, which covers more than 130 °C. Therefore, depending on environmental conditions, the choice of  $T_{in}$  is mandatory and will determine the overall performance of a PV/T system.

Considering an inlet temperature of 18 °C, the influence of ambient temperature on cell and air temperatures has been studied for two constant values of solar intensity, 200 and 500 W/m<sup>2</sup>. For such cases, the minimal air temperatures correspond to 9 °C and −20 °C, respectively. As shown in Fig. 5, cell and air temperatures vary linearly with the ambient one, even though the slopes are different. The higher slope of the cell temperature is due to the constant value of  $T_{in}$ ; it is obvious that these slopes become the same when  $T_{in} = T_a$ . Hence, fixing  $T_{in}$  provokes much lower variations of  $T_R$ , while  $T_c$  is highly affected.

##### 5.2. Assessment of PV/T systems

The exergy assessment is performed at 18 °C inlet temperature and 500 W/m<sup>2</sup> solar intensity that yield a −20 °C minimal ambient temperature; the ambient is assumed as the reference state. Before performing exergy analyses, an energy balance is carried out to validate the electrical efficiency obtained by using the proposed model with the value provided by the manufacturer. Thus, changing the ambient temperature from −20 °C to 20 °C, the addition of recovered energy, heat losses and electrical output work are slightly underestimated; the relative mean error of the energy balance is −1.5% which represents less than 5 W. Since the solar intensity changes hourly and can fluctuate a lot depending on meteorological conditions, this error is considered acceptable. The results are presented using energy and exergy efficiencies. It is obvious that for a constant solar intensity, due to the high value of the Sun surface temperature (i.e., 5774 K), the solar exergy is high and constant. Therefore, the efficiencies are mostly related to different energy and exergy terms involved in the calculations.

In particular, the behavior of energy efficiencies are calculated according to the electrical and/or thermal contribution(s) for both PV and PV/T systems; that is: (i) the electrical efficiency of a PV system, (ii) the electrical efficiency of a PV/T system, (iii) the thermal efficiency of a PV/T system and (iv) the total efficiency of a



corresponding heat terms, while the revalorization of  $W_{PV}$  represents about 2 W. These behaviors are essentially due to relatively low variations of Petela's factor and of the Carnot coefficient associated to the reusing temperature. Moreover, the electrical reduction factors decrease with increasing ambient temperature whereas the open-circuit voltage reduction factor is mostly affected by the temperature as shown in Fig. 8b. Note that the principal cause of electrical exergy loss is the reduction of the gap voltage up to the maximum power point voltage. The decrease of the open-circuit voltage and the voltage reduction factors are less than 0.5 and about 0.77, respectively. In turn, the current has a small effect on the destruction of electrical exergy; its reduction factor is equal to 0.90.

Contrary to energy analyses, PV/T systems are characterized by higher exergy efficiencies than PV ones, i.e., the gain in efficiency can reach up to 2.4 points of percentage. However, PV/T modules require the installation of a heat recovery unit that may not necessary yield the most cost effective result. Tripanagnostopoulos et al. [24] have studied the performance of several hybrid photovoltaic/thermal systems (horizontal or tilted, glazed or unglazed, with or without reflectors, operating at different temperatures) using polycrystalline technology in Patras (Greece). They have concluded that some PV/T studied options produce better results than PV ones, further, they are economically effective when their cost payback time alone is considered. In turn, Leckner and Zmeureanu [25] have compared the use of monocrystalline PV panels and separate solar collectors installed side by side with the use of PV units alone in a Net Zero Energy House nearby Montreal (Canada). Based on life cycle cost analyses, they have found that the use of PV system alone seems to provide the best solution, even though a total economic payback is impossible to achieve. Besides, Agrawal and Tiwari [26] performed the life cycle cost assessment of building integrated PV/T systems for several technologies and found that the net present values for monocrystalline and polycrystalline units are respectively 3.13 and 2.66 times those for amorphous technology. Thus, although the cost effectiveness of PV/T systems has not been clearly demonstrated yet, the possible gain in the required installation space could produce great benefits [2]. In particular, the use of PV/T units in residential and commercial applications, where they could be a sustainable option for heating and electricity production applications.

## 6. Conclusions

Electrical and thermal models were used to carry out a detailed exergy assessment of PV/T systems. Overall heat transfer coefficients were used to estimate the thermal behavior while the model proposed by Saloux et al. [16] has been used for PV assessment. Reduction factors were introduced to explicitly account for electrical voltage and current drops occurring during the conversion of solar radiation into electricity. These factors could be used for comparisons between PV technologies or PV arrays; their values have been given for different PV technologies. Carnot and Petela's factors were then used to determine the exergy of heat and solar radiation, respectively, to estimate the produced exergy as well as exergy destruction terms. The resulting expressions permitted losses associated to the conversion of solar radiation into both electricity and heat to be clearly identified. Energy and exergy terms involved in the conversion were represented using flow diagrams and an original graphical construction.

The performance of PV/T system has then been evaluated as a function of environmental conditions, i.e., solar intensity and ambient temperature. Possible effects of inlet cooling working

fluid conditions were studied. These results permitted operational limitations of PV/T systems (i.e., the ambient temperature) to be established. In particular, the benefit of using PV/T systems instead of PV ones due to the lower cell temperatures were demonstrated.

## Acknowledgements

This work was funded by a Discovery Grant (RGPIN 48499) of the National Science and Engineering Research Council of Canada (NSERC), CanmetENERGY at Varennes and the Hydro-Québec chair in Nuclear Engineering.

## References

- [1] H.A. Zondag, D.W. de Vries, W.G.J. van Helden, R.J.C. van Zolingen, A.A. van Steenhoven, The yield of different combined PV-thermal collector designs, *Solar Energy* 74 (2003) 253–269.
- [2] M. Bakker, H.A. Zondag, M.J. Elswijk, K.J. Strootman, M.J.M. Jong, Performance and costs of a roof-sized PV/thermal array combined with a ground coupled heat pump, *Solar Energy* 78 (2005) 331–339.
- [3] A.D. Sahin, I. Dincer, M.A. Rosen, Thermodynamic analysis of solar photovoltaic cell systems, *Solar Energy Materials and Solar Cells* 91 (2007) 153–159.
- [4] A.S. Joshi, I. Dincer, B.V. Reddy, Thermodynamic assessment of photovoltaic systems, *Solar Energy* 83 (2009) 1139–1149.
- [5] H. Torio, A. Angelotti, D. Schmidt, Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: a critical review, *Energy and Buildings* 41 (2009) 248–271.
- [6] R. Petela, Exergy of heat radiation, *Journal of Heat Transfer* 86 (1964) 187–192.
- [7] D.C. Spanner, *Introduction to Thermodynamics*, Academic Press, London, England, 1964.
- [8] S.J. Jeter, Maximum conversion efficiency for the utilization of direct solar radiation, *Solar Energy* 26 (1981) 231–236.
- [9] R. Petela, Exergy of undiluted thermal radiation, *Solar Energy* 74 (2003) 469–488.
- [10] A. Bejan, Unification of three different theories concerning the ideal conversion of enclosed radiation, *Journal of Solar Energy Engineering* 109 (1987) 46–51.
- [11] S.E. Wright, M.A. Rosen, D.S. Scott, J.B. Haddow, The exergy flux of radiative heat transfer for the special case of blackbody radiation, *Exergy, An International Journal* 2 (2002) 24–33.
- [12] J. Bisquert, D. Cahen, G. Hodes, S. Rühle, A. Zaban, Physical chemical principles of photovoltaic conversion with nanoparticulate, mesoporous dye-sensitized solar cells, *The Journal of Physical Chemistry B* 108 (24) (2004) 8106–8118.
- [13] T. Markvart, Thermodynamics of losses in photovoltaic conversion, *Applied Physics Letters* 91 (2007) 064102.
- [14] T. Markvart, Solar cell as a heat engine: energy–entropy analysis of photovoltaic conversion, *Physica Status Solidi (A) Applications and Materials* 205 (2008) 2752–2756.
- [15] P. Baruch, A two-level system as a model for a photovoltaic solar cell, *Journal of Applied Physics* 57 (1985) 1347–1355.
- [16] E. Saloux, A. Teyssedou, M. Sorin, Explicit model of photovoltaic panels to determine voltages and currents at the maximum power point, *Solar Energy* 85 (2011) 713–722.
- [17] S. Dubey, G.S. Sandhu, G.N. Tiwari, Analytical expression for electrical efficiency of PV/T hybrid air collector, *Applied Energy* 86 (2009) 697–705.
- [18] P.G. Charalambous, G.G. Maidment, S.A. Kalogirou, K. Yiakoumetti, Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: a review, *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 275–286.
- [19] M. Sorin, F. Rheault, B. Spinner, On exergy destruction and maximum power output in heat engines, in: 18th International Congress of Mechanical Engineering, 6–11, Ouro Preto, Minas Gerais, Brazil, 2005 November.
- [20] M. Ducoulombier, M. Sorin, A. Teyssedou, Thermodynamic bounds for food deep chilling tray tunnel operation, *International Journal of Thermal Sciences* 46 (2007) 172–179.
- [21] B.J. Huang, T.H. Lin, W.C. Hung, F.S. Sun, Performance evaluation of solar photovoltaic/thermal systems, *Solar Energy* 70 (2001) 443–448.
- [22] Shell Solar, Shell SP75 Photovoltaic Module, 2013 (Available from: <http://telemetryhelp.com/Datasheets/ShellSP75JSV1.pdf>, accessed on 22.04.13).
- [23] F. Sarhaddi, S. Farahat, H. Ajam, A. Behzadmehr, Exergetic performance assessment of a solar photovoltaic thermal (PV/T) air collector, *Energy and Buildings* 42 (2010) 2184–2199.
- [24] Y. Tripanagnostopoulos, M. Souliotis, R. Battisti, A. Corrado, Energy, cost and LCA results of PV and hybrid PV/T solar systems, *Progress in Photovoltaics* 13 (2005) 235–250.
- [25] M. Leckner, R. Zmeureanu, Life cycle cost and energy analysis of a net zero energy house with solar combisystem, *Applied Energy* 88 (2011) 232–241.
- [26] B. Agrawal, G.N. Tiwari, Life cycle cost assessment of building integrated photovoltaic thermal (BIPVT) systems, *Energy and Buildings* 42 (2010) 1472–1481.

## ANNEXE 8 – Article 3 : Development of an exergy-electrical analogy for visualizing and modeling building integrated energy systems



Montréal, 9 May 2014

Dr. Moh'd Ahmad Al-Nimr  
Editor in Chief  
Energy Conversion & Management

Dear Dr. Al-Nimr,

Attached to this letter you will find a copy of a paper entitled: "Development of an exergy-electrical analogy for visualizing and modeling building integrated energy systems," by: E. Saloux, A. Teyssedou and M. Sorin that I submit for publication in Energy Conversion & Management.

Hoping that this paper will meet the high standards of the journal, I remain at your disposal for any information you may deem necessary.

Sincerely yours,

Alberto Teyssedou (Ph.D.)  
Professor  
Head of the Thermal-hydraulics Laboratory  
Engineering Physics Department  
École Polytechnique de Montréal  
E-mail: [alberto.teyssedou@polymtl.ca](mailto:alberto.teyssedou@polymtl.ca)

## Development of an exergy-electrical analogy for visualizing and modeling building integrated energy systems

E. Saloux<sup>1</sup>, A. Teyssedou<sup>1\*</sup> and M. Sorin<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Nuclear Engineering Institute, Engineering Physics Department,  
École Polytechnique de Montréal, Québec, Canada

<sup>2</sup> Department of Mechanical Engineering,  
Sherbrooke University, Québec, Canada

### Abstract

An exergy-electrical analogy, similar to the heat transfer electrical one, is developed and applied to the case of integrated energy systems operating in buildings. Its construction is presented for the case of space heating with electric heaters, heat pumps and solar collectors. Then, the proposed analogy has been applied to a set of system arrangement options proposed for satisfying the building heating demand (space heating, domestic hot water); different alternatives to connect the units have been presented with switches in a visualization scheme. The analogy for such situation has been performed and the study of a solar assisted heat pump using ice storage has been investigated. This diagram directly permits energy paths and their associated exergy destruction to be visualized; hence, sources of irreversibility are identifiable. Then, it can be helpful for the comprehension of the global process and its operation as well as for identifying exergy losses. Finally, the method used to construct the diagram makes it easily adaptable to others units or structures or to others models depending on the desired complexity of the process; besides, the use of switches that refers to the set of possibilities could be very useful for optimization purposes.

### Highlights:

- The exergy-electrical analogy is developed for integrated energy systems operating in buildings.
- The exergy-electrical analogy has been developed for the set of system arrangement options.
- Different possibilities of connections are illustrated with switches; optimization purposes are highlighted.
- Advantages of such diagram over traditional schemes are described; the user-friendliness, the adaptability and the utility are emphasized.

**Keywords:** Heat transfer electrical analogy, energy equipment, exergy, irreversibility.

---

\* Corresponding author: Alberto Teyssedou (Prof.), e-mail: alberto.teyssedou@polymtl.ca

## 1. Introduction

In the last decades, many systems have been proposed to satisfy both space heating and domestic hot water demands of buildings, especially systems benefiting from the free solar radiation. Therefore nowadays, the use of solar collectors based-on various arrangements is widespread. Henning and Miara [1] have investigated the commercial trends of system combinations that include together solar collectors, heat pumps and thermal energy storage units. According to these authors, solar collectors are principally used to reduce energy expenses for producing domestic hot water while their interconnection with heat pumps permit solar energy gains to be increased. Due to the intermittent nature of the solar energy, storage units become necessary to match production (i.e., energy conversion) and demand. Thus, they have presented seven system configurations: units that can operate in parallel (solar collectors and heat pumps working separately to deliver heat to an energy storage unit) while direct-coupling is also possible with both solar and geothermal energy based-on systems directly connected to the evaporator of a heat pump. Instead of solar and geothermal energies, the ambient air and the energy storage unit can serve as heat sources for the heat pump. In turn, the storage tank can also constitute the central component which receives and delivers heat while the unglazed collector becomes an alternative to usual glazed one.

Therefore, the classification and the assessment of every combination appear essential to correctly evaluate the potential use of different technologies subjected to specific operation conditions (climate, available surface area, economic constraints, etc.) In addition, Henning and Miara [1] have emphasized the lack of systematic analysis techniques that can be applied to each possible arrangement. Regardless of this fact, a classification of equipment has been presented by Frank et al. [2] within the Task 44 “Solar and Heat Pump Systems” of the IEA Solar Heating and Cooling Program; hence, they have proposed a visualization scheme where the types of energy sources, energy carriers and units are clearly identified. Moreover, the use of their scheme makes it possible to assess different unit combinations. Thus, the primary energy consumption corresponds to the classical approach while the concept of exergy can be applied to consider the qualitative aspect of energy (i.e., to describe the proper use of energy.) Furthermore, economical and environmental (greenhouse gas emissions) aspects are other ways that can be implemented to choose the most suitable components. Most of these approaches have been compared by Coventry and Lovegrove [3] to estimate the output value of photovoltaic/thermal (PV/T) systems where both electricity and heat are produced. The proposed method can then be extended to evaluate more complex integrated energy systems.

To analyze complex integrated energy systems, a straightforward graphical construction of an equivalent exergy-electrical analogy, similar to the heat transfer electrical analogy is presented. The proposed tool allows both energy paths within combined energy systems to be simply visualized and exergy destruction sources to be easily identified. Furthermore, by modeling each unit separately the proposed electrical analogy helps not only to better understand the overall operation of complex integrated systems, but also to determine their performance based on the concept of exergy. From an optimization point of view, the proposed methodology permits appropriate equivalent electrical switches that control energy fluxes to be implemented, and thus to represent all possible system states to satisfy different constraint conditions. This particular fact can be extremely helpful for performing optimization calculations by using a matrix approach as proposed by Lewin et al. [4] and used by Dipama et al. [5].

## 2. The exergy concept

Exergy is a thermodynamic state function that permits the available portion of any form of energy to be directly evaluated. Therefore, it can be defined as the useful work that can be obtained along a process constrained to its environment. To this purpose, the environment is assumed to be free of irreversibility and having uniform intensive properties [6]. For instance, the total exergy rate of a flowing fluid is determined as the sum of thermal, kinetic ( $k$ ), potential ( $p$ ) and chemical ( $ch$ ) terms; thus it is then expressed as:

$$\dot{Ex} = \left[ (\dot{H} - \dot{H}_o) - T_o (\dot{S} - \dot{S}_o) \right] + \dot{Ex}_k + \dot{Ex}_p + \dot{Ex}_{ch} \quad (1)$$

where  $\dot{H}$  and  $\dot{S}$  are enthalpy and entropy per unit of time, respectively, and the subscript  $o$  refers to the reference state of the environment. The chemical exergy,  $\dot{Ex}_{ch}$ , includes both  $\dot{Ex}_{ce}$  chemical potentials and mass fractions. Kinetic and potential exergy terms correspond to the mechanical energy; therefore they express entirely the available work. However, this is not the case for the thermal exergy term shown in brackets in the equation, which represents the thermodynamic potential of the flow with respect to the reference state. Consequently this term introduces explicitly the creation of entropy produced by the process itself. Hence, exergy associates a quality factor to each energy term. In this manner, the exergy of the thermal energy (i.e., heat) corresponds to a Carnot engine working between a heat source and its environment; its quality factor is then equal to the Carnot efficiency. In turn, the exergy of electricity refers to its useful work as for mechanical energies (kinetic and potential); thus, their quality factors are equal to one. In a similar way, the exergy of solar radiation can be calculated using an appropriate quality factor which does not necessarily corresponds to the Carnot efficiency [7] (i.e., the solar radiation is not necessarily heat). In fact, to estimate the exergy of solar radiation, Petela [8] has proposed the following expression:

$$\dot{Ex}_{Sun} = \left[ 1 - \frac{4}{3} \frac{T_o}{T_{Sun}} + \frac{1}{3} \left( \frac{T_o}{T_{Sun}} \right)^4 \right] \dot{Q}_{Sun} \quad (2)$$

where  $T_{Sun}$  and  $\dot{Q}_{Sun}$  are the Sun surface temperature (5774 K) and the solar radiation per unit area, respectively. Therefore, exergy represents the real value of energy; it is a powerful tool to identify and quantify process imperfections and thus to emphasize the proper use of energy. Applied to a control volume (CV) as shown in Fig. 1, the exergy balance is written as [9]:

$$\frac{dEx_{CV}}{dt} = \sum \left( 1 - \frac{T_o}{T_k} \right) \dot{Q}_k - 1 \times \left( \dot{W} - P_o \frac{dV_{CV}}{dt} \right) + \sum \dot{Ex}_{in} - \sum \dot{Ex}_{out} - \dot{D} \quad (3)$$

where  $\frac{dEx_{CV}}{dt}$ ,  $\frac{d\dot{Ex}_{CV}}{dt}$  and  $\frac{dV_{CV}}{dt}$ ,  $\frac{dV_{CV}}{dt}$  are the rate of exergy change and volume change within the control volume respectively, while  $\dot{Ex}_{in}$ ,  $\dot{Ex}_{in}$  and  $\dot{Ex}_{out}$ ,  $\dot{Ex}_{out}$  are the total flow of exergy at the inlet and the outlet of the control volume, respectively. The first term on the right hand side of the equation corresponds to the exergy of heat transferred to the control volume; the second one accounts for the net work exchange. The last term in Eq. (3) represents the destruction of exergy caused by process imperfections.

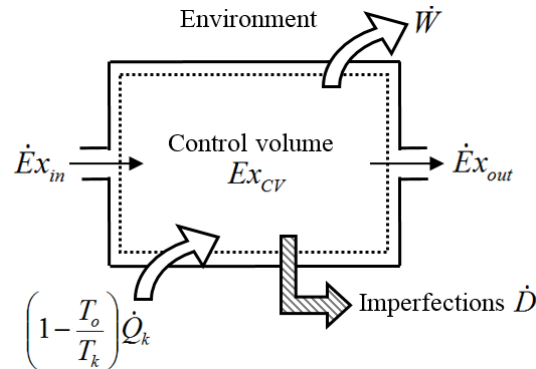


Figure 1. Exergy balance for a typical control volume.



Eq. (3) can easily be applied to integrated hybrid energy systems used in buildings. Assuming a constant building envelop (i.e., a control volume independent of time), this equation is simplified as follows:

$$\Delta \dot{E}x = \sum \left( 1 - \frac{T_o}{T_k} \right) \dot{Q}_k + 1 \times \dot{W} - \dot{D} \quad (4)$$

where  $\Delta \dot{E}x$  corresponds to exergy variations associated to its transport by flowing fluids. This term can be modified to explicitly express an exergy equivalent temperature [10]. Since exergy corresponds to the variation of Gibbs free enthalpy at constant environmental temperature, then one can write:

$$\Delta G = \Delta H - T_o \Delta S \rightarrow \frac{\Delta G}{\Delta S} = \frac{\Delta H}{\Delta S} - T_o \equiv T_{ex} - T_o \quad (5)$$

with the exergy equivalent temperature defined as  $T_{ex} = \frac{\Delta H}{\Delta S}$ . For incompressible flows and by taking into consideration that between the inlet and the outlet of the building envelop, the fluid temperature changes; Eq. (4) can be further written under the following compact form [11]:

$$\Delta \dot{E}x = \sum \left( 1 - \frac{T_o}{\tilde{T}_k} \right) \dot{Q}_k \quad (6)$$

where  $\tilde{T}_k$  represents the entropic average temperature calculated as:

$$\tilde{T}_k = \frac{T_{out}^k - T_{in}^k}{\ln \left( \frac{T_{out}^k}{T_{in}^k} \right)} \quad (7)$$

with  $T_{in}^k$  and  $T_{out}^k$  are the inlet and outlet temperatures of fluid  $k$ , respectively. Replacing Eq. (6) with Eq. (7) into Eq. (4), the exergy balance of typical integrated (hybrid) energy systems is written as:

$$\sum \dot{Q}_k \tilde{\theta}_k = \sum \dot{Q}_k \theta_k - 1 \times \dot{W} - \dot{D} \quad (8)$$

where  $\theta_k$  and  $\tilde{\theta}_k$  are equivalent Carnot factors associated to their corresponding temperatures, i.e.,  $T_k$  and  $\tilde{T}_k$  respectively. From this equation, it is apparent that each exergy term corresponds to the product of an energy quantity (power) times a convenient quality factor similar to the Carnot one. Furthermore, the evaluation of Eq. (8) is independent of thermodynamic properties; thus, it represents the overall performance of a system, independently of its complexity and the fluid involved along the process. Hence, only energy fluxes associated to their energy potentials are considered; it can be very useful for estimating overall performance of given integrated systems.

### 3. The exergy-electrical analogy of a building using an electric heater

Before presenting the proposed exergy-electrical analogy, the energy balance of a small house that consumes electricity to satisfy its heat load is studied. Even though both the model and equations are very well known, they are first discussed to establish a parallel with the exergy approach discussed in Section 4. To this aim, a typical house consists of a basement, a ground-floor, one or several stages and an attic space while the building envelope is composed of specific construction materials. This envelope, shown in Fig. 2, is not uniform and depends on material type (concrete, wood, brick, glass wool, etc.), arrangement (number of layers, etc.) and disposition (wall, window, door, etc.) Thus, part of its space heating is lost through the envelope to the ambient and to the ground. Therefore, electrical heaters must run to maintain the temperature of a well specified space heating zone within a desired comfort range. Note that the heated zone does not necessarily correspond to the entire building; hence, some specific areas (basement, attic) can be excluded from the analysis.

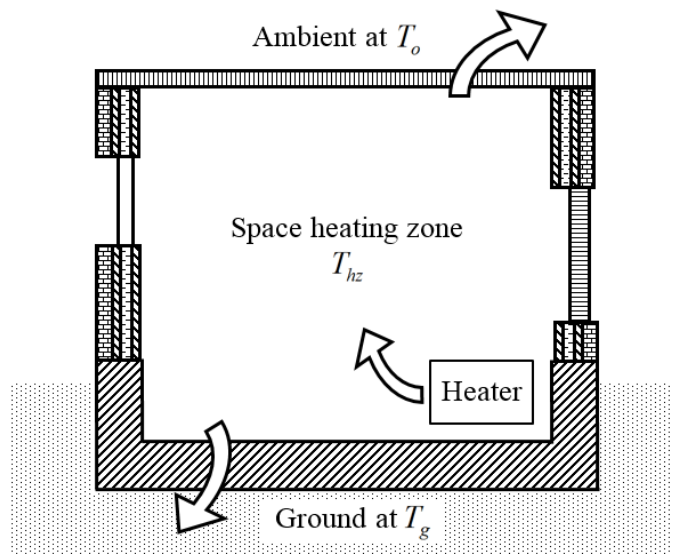


Figure 2. Typical residential building using electrical heaters.

#### 3.1. Heat transfer electrical analogy

It is obvious that the space heating load depends on the volume of the heating zone and the thermal properties of the envelope. Heat losses can be estimated using an overall heat loss coefficient of the building envelope. A simple building thermal model is developed by establishing a parallel between diffusion of heat and electrical charges. From Ohm's law, electrical conduction is associated to an electrical resistance and the electrical potential difference. Then, assuming uniform thermal properties independent of temperature (i.e., linear thermal problem), the heat transfer due to thermal conduction, convection and radiation can be related to an overall heat transfer thermal resistance [12]. Consequently, by analogy, heat transfer depends on temperature difference similarly to electrical current along a resistance depends on voltage potential difference. For unsteady heat transfer problems, equivalent capacitances are also introduced to account for the system thermal inertia.

The heat transfer electrical analogy constitutes a simple technique that is usually applied to solve complex systems by constructing equivalent thermal circuits analogous to electrical ones [12]. Then, resistances are introduced for thermal conduction, convection, radiation and conductance of thermal contacts, as well as thermal capacitances determined from the mass and heat capacity of the system. The simplest case consists of an overall thermal resistance across a temperature difference. Nevertheless, model-

ing multilayer walls can include several thermal resistances and capacitances that accounts for energy storage as well, i.e., 1R2C, 3R2C, 3R4C [13]. Similarly, analog current and voltage sources can also be included to account for heat fluxes and local energy sources.

As previously mentioned, to model the system shown in Fig. 2, to each envelope material must correspond particular values of thermal resistances and capacities, which yield complex heat transfer analog representations. Electrical circuit theory can then be used to obtain simpler and more useful descriptions. Within this framework, the thermal inertia of envelope materials shown in the figure, are included into building thermal inertia terms  $C_{hz}$  (kJ/K) and only two resistances are used to represent total heat losses to the ambient  $\dot{Q}_{hz-a}$  and to the ground  $\dot{Q}_{hz-g}$ , respectively. Thus, the energy balance of the heating zone can be expressed by:

$$C_{hz} \left( \frac{dT_{hz}}{dt} \right) = \dot{W}_{EH} - \frac{T_{hz} - T_o}{R_{hz-a}} - \frac{T_{hz} - T_g}{R_{hz-g}} \quad (9)$$

where  $R_{hz-a}$  and  $R_{hz-g}$  are ambient and ground thermal resistances ( $^{\circ}\text{C}/\text{kW}$ ), respectively, while  $\dot{W}_{EH}$  is the electric heater consumption (kW). Hence, the imbalance between heat gains ( $\dot{W}_{EH}$ ) and losses ( $\dot{Q}_{hz-a}$ ,  $\dot{Q}_{hz-g}$ ) brings about heating zone temperature variations. As shown in Eq. (9), their amplitudes are directly related to the heating zone thermal inertia (i.e., heat capacity). Based on this equation, the thermal-electrical analogy of the building with electric heaters is schematized in Fig. 3. Electrical resistances and capacities refer to heat losses and thermal inertia respectively, while the heat source is symbolized as an electrical current source (i.e., the heat transfer is linked to the current). Finally, the ground temperature is assumed constant over an entire year period; thus, it does not depend on ambient temperatures variations. Therefore, the relation between two independent temperature levels, as well as two independent voltages, is introduced as a voltage source analogy. Note that the reference environment, i.e. ambient air, is associated to the electrical “ground” potential  $T_o$ .

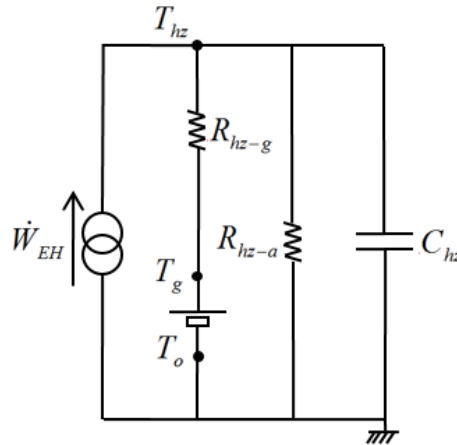


Figure 3. Thermal-electrical analogy of a building with electric heaters.

This analogy can be easily handled and modified by adding additional thermal resistances and capacities; more heat supply systems such as solar collectors (considered as current sources), and internal resistances to account for thermal unit imperfections can also be included. Moreover, thermal energy storage units can be represented by this analogy. Storage systems represent thermal energy accumulation or

reduction from convenient media; since buildings can behave in the same manner, they can be included as thermal capacities.

Even though the thermal analogy is applied for a simple case of space heating using an electric heater (Fig. 3), it can easily be extended for other energy supply systems such as boiler, solar collectors, etc. Despite the fact that only heat fluxes are explicitly represented in the figure, with exception of electrical heaters that supply heat, the electrical analogy (Fig. 3) shows limitations for analyzing electric systems where not only heat degradation and energy storage are considered. For instance, in heat pump systems, the thermal potential of heat at low temperature is upgraded by a compressor that consumes electrical work. It is obvious that for such a case, energy potential revalorization cannot be handled by a simple thermal-electrical analogy because it only includes the heat degradation but it does not account for the energy quality transformation.

### 3.2. Exergy-electrical analogy

The exergy concept is applied to the previous building example (Fig. 2) where the building is electrically heated. However, exergy analysis can be extended to systems with large number of complexities. Using Eqs. (3)-(8), the exergy balance for this particular simple case can be written as follows:

$$C_{hz} \frac{dT_{hz}}{dt} \tilde{\theta}_{hz} = \dot{W}_{EH} \times 1 - \dot{Q}_{hz-g} \theta_g - \dot{D}_{hz-eh} \quad (10)$$

where  $\tilde{\theta}_{hz}$ ,  $\tilde{\theta}_{hz}$  and  $\theta_g$ ,  $\theta_g$  are the Carnot factors for the heating zone and the ground, respectively. In this equation,  $\dot{D}_{hz-eh}$ ,  $\dot{D}_{hz-eh}$  accounts for the total exergy destruction; it is calculated by:

$$\dot{D}_{hz-eh} = \dot{W}_{EH} (1 - \tilde{\theta}_{hz}) + \dot{Q}_{hz-g} (\tilde{\theta}_{hz} - \theta_g) + \dot{Q}_{hz-o} \tilde{\theta}_{hz} \quad (11)$$

From Eq. (10), it is obvious that any variation of the heating zone temperature is associated to its thermal potential, i.e., Carnot factor, as well as the heat losses towards the ground. Moreover, the same equation shows that this heating zone value is weighted by an entropic average temperature that takes into account its variation with time. In turn, for a given ground condition, the Carnot factor  $\theta_g$  is assumed as constant.






Note that for the special case of a constant heating zone temperature,  $\tilde{\theta}$  can be replaced by  $\theta$ . Eq. (11) includes explicitly three principal causes of irreversibilities: *i*) the degradation of electricity for low temperature applications (i.e., space heating), *ii*) the thermal potential degradation of  $\dot{Q}_{hz-g}$ ,  $\dot{Q}_{hz-g}$  up to the ground level and *iii*) the degradation of  $\dot{Q}_{hz-o}$ ,  $\dot{Q}_{hz-o}$  up to zero (i.e., the reference temperature potential). Hence, the  $\dot{Q}_{hz-g} \theta_g$  term  $\dot{Q}_{hz-g} \theta_g$  in Eq. (10) represents the fraction of thermal energy transferred to ground that consequently becomes unavailable for other use; therefore, the addition of this term to the last two ones in Eq. (11) (i.e. the exergy destruction due to heat transfer and energy transformation) takes into account the total building exergy destruction from a thermal potential  $\tilde{\theta}_{hz}$ ,  $\tilde{\theta}_{hz}$  up to zero.

Eqs. (10) and (11) are used to construct the exergy-electrical analogy shown in Fig. 4, for a building electrically heated. Its representation follows a similar procedure used for Fig. 3 except for two significant facts. Alike currents depend on voltage potential differences and heat transfer on temperature differences, the destruction of exergy depends on the difference of energy quality factors. Therefore, to construct this analog diagram, energy fluxes are associated to energy potential factors while each energy path goes from the corresponding source potential up to their respective sink one. Therefore, mass fluxes or electrical currents are not explicitly represented but only energy fluxes are considered (i.e., displayed).

Using this strategy, the electrical analogy is extended to different forms of energy fluxes such as heat, work, radiation, etc., and thus, it is not limited only to the heat flux, which is the case of the model shown in Fig. 3.

The applications of the proposed analogy can be easily extended to every energy system and arrangement, independently of their complexity. Instead of the overall heat degradation, the exergy destruction is evaluated and thus, the use of the available energy can then be followed from the sources up to their utilization. Hence, not only energy losses but also the quality degradation of the energy due to transformations and heat transfer are explicitly identified along any process. Contrary to the analogy shown in Fig. 3, the revalorization of energy by using heat pumps can now be directly represented. Similar to the thermal-electrical analogy, five electrical equivalent elements given in Table 1 are used to construct the exergy-analogy diagram.

Table 1. Exergy-electrical analogy components.

Component	Description
	Energy (Power) supply
	Thermal potential difference
	Energy storage
	Energy (Power) potential degradation
	Energy (Power) potential revalorization

The first three components are equivalent to a current source, a voltage source and a thermal capacity; all of them are represented by using the same symbolism introduced in Fig. 3. As indicated in the table they are used to represent energy sources, thermal potential differences and energy storage, respectively. The fourth element corresponds to the degradation of the energy potential; it has a similar significance to that of an electrical resistance. Nevertheless, it is important to remark that for the exergy representation, Ohm's law is not rigorously satisfied, which is the case for the thermal-electrical analogy. However, the destruction of exergy is easily calculated as the product of the amount of energy times the difference of the corresponding Carnot factors. For this reason and to emphasize this particular but important conceptual difference, the symbol used for the degradation in energy potential is replaced by a downward arrow inside a box, as shown in Table 1. In a similar way, the revalorization of the energy is represented by an upward arrow inside a box.

Following a similar construction to that used for modeling the simple energy system shown in Fig. 3, the elements given in Table 1 are now applied to construct the electrical-exergy analog model shown in Fig. 4. It can be observed that in this figure, temperature differences are now replaced by energy potential factors. Note that a single electrical heater, which is one of the most common heating units used in buildings, is represented in Fig. 4 by an energy supply system element while only thermal losses to the ground and to the ambient are assumed by introducing energy potential degradation symbols (see Table 1). More-

over, individual thermal potential levels separate the ground state from the ambient air while the capacity accounts for energy stored by the building. It is obvious that this representation is very simple but it can be more complete and complex. In particular, detailed heat losses distributions as well as thermal capacities, from a better division between heated and non-heated zone losses across the building [13], can be implemented into the diagram. In addition, heat transfer between heated and non-heated regions and solar energy gains can also be taken into account. It is obvious that the selection of heating units will yield a large number of alternatives that may be considered. For instance, natural gas furnaces can replace electric heaters and the incorporation of integrated systems; i.e., solar collector, heat pump, storage tanks, etc., based on renewable energies will certainly increase the number of possible solutions [1,2]. Comparing Fig. 4 with Fig. 3 it can be observed that additional energy degradation from 1 down to  $\tilde{\theta}_{hz}$  is introduced; it corresponds to the electrical exergy degradation into heat. It is quite obvious that such energy transformation cannot be explicitly observed in the thermal-electrical analogy shown in Fig.3, where only heat is taken into account.

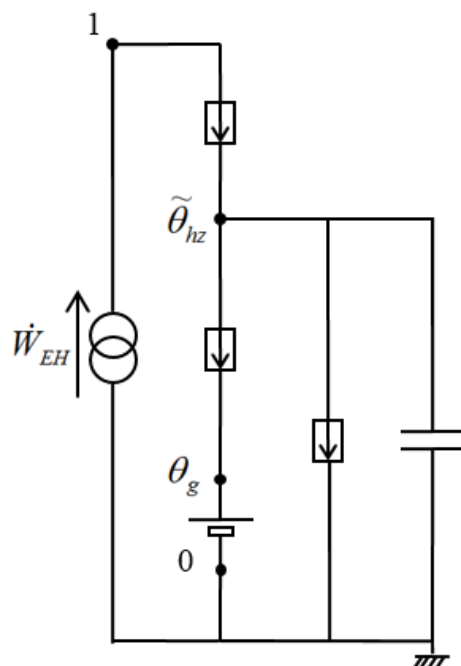


Figure 4. Exergy-electrical analogy of a building electrically heated.

#### 4. Application of the exergy-electrical analogy to integrated energy systems

In this section, the exergy-electrical analogy shown in Fig. 4 is extended to a more complex integrated system that includes solar collectors and heat pumps. The construction of this analogy is presented in Fig. 5. Nevertheless, to better explain the methodology represented in the figure, the analysis is divided in two distinct parts: i) the solar collector and ii) the heat pump.

##### i) The solar collector

From the energy paths for the portion of the solar collector shown in Fig. 5a, it is observed that the solar exergy is absorbed on the surface of a solar collector to be converted into heat which is then degraded up to the Carnot factor of the collector  $\theta_{sc}$ . In this case, the exergy from solar radiation can be estimat-

ed using Petela's factor [7]. A portion of solar heat  $\dot{Q}_{G-sc}$  is transferred by different conductive-convective mechanisms (the working fluid is usually air or water) while the rest of this energy,  $\dot{Q}_{L-sc}$ , is lost up to the ambient temperature [7]. For space heating purposes, heat is degraded up to the room temperature; afterwards, the building modeling approach corresponds to that shown in Fig. 4. Hence, the exergy balance for the solar collector of the system given in Fig. 5 can be written as follows:

$$C_{hz} \frac{dT_{hz}}{dt} \tilde{\theta}_{hz} = \dot{Q}_{Sun} \psi_P - \dot{Q}_{hz-g} \theta_g - \dot{D}_{hz-sc} \quad (12)$$

where the exergy loss  $\dot{D}_{hz-sc}$  is expressed as:

$$\dot{D}_{hz-sc} = \dot{Q}_{G-sc} (\psi_P - \tilde{\theta}_{hz}) + \dot{Q}_{L-sc} \psi_P + \dot{Q}_{hz-g} (\tilde{\theta}_{hz} - \theta_g) + \dot{Q}_{hz-o} \theta_{hz} \quad (13)$$

Note that Eq. (12) is similar to Eq. (10) where the electrical consumption is replaced by the exergy of solar radiation. The first and second terms in Eq. (13) accounts for irreversibility relative to solar collector heat gains and heat losses respectively, while the two last terms are identical to those given in Eq. (11). Then, Eqs (12) and (13) permit an exergy-electrical analogy for solar collector to be schematized; this is shown in Fig. 5a. As previously mentioned, exergy of solar radiation is degraded up to solar collector potential and then only a portion of this energy is recovered to heat the building, the balance is lost, i.e., degraded up to zero thermal potential. It is obvious that in the proposed schematic analogy all energy paths are clearly visible and the sources of energy degradation sources are easily identified.

## ii) The heat pump

As mentioned above, heat pumps can also be modeled by applying the proposed exergy-electrical analogy. It is obvious that heat pumps allow the thermal potential of heat from a low temperature value up to a higher one to be upgraded by expending electrical work. Hence, for heating purposes, heat is removed at the evaporator and released at the condenser by using appropriate heat exchangers, i.e., working fluids are respectively cooled and heated. The compressor permits the refrigerant pressure to be increased from a low value at the evaporator up to a higher one at the condenser. Finally, the pressure is decreased by passing through an expansion valve without producing any useful work. For building heating, heat is usually distributed from the condenser; thus, for the present study a common air-air heat pump using the ambient air as low temperature source is considered. Then, the exergy balance applied to the heat pump unit shown in Fig. 5b is written as:

$$\dot{Q}_{evap} \tilde{\theta}_{evap} + \dot{W}_{HP} \times 1 = \dot{Q}_{cond} \tilde{\theta}_{cond} + \dot{D}_{HP} \quad (14)$$

where the exergy loss taking place in the heat pump,  $\dot{D}_{HP}$ , is calculated as:

$$\dot{D}_{HP} = \left[ \dot{Q}_{cond} (\theta_{cond} - \tilde{\theta}_{cond}) + \dot{Q}_{evap} (\tilde{\theta}_{evap} - \theta_{evap}) \right] + \left[ \dot{W}_{HP} (1 - \theta_{cond}) - \dot{Q}_{evap} (\theta_{cond} - \theta_{evap}) \right] \quad (15)$$

$\dot{Q}_{evap}$ ,  $\dot{Q}_{cond}$  and  $\dot{W}_{HP}$  are the evaporator capacity and the compressor work, respectively; their sum is equal to the condenser capacity  $\dot{Q}_{cond}$ . Moreover,  $\tilde{\theta}_{evap}$ ,  $\tilde{\theta}_{cond}$  and  $\theta_{evap}$ ,  $\theta_{cond}$  are working fluid and refrigerant thermal potentials at the evaporator, respectively while  $\tilde{\theta}_{cond}$  and  $\theta_{cond}$  are the corresponding thermal potential values at the condenser. The first term in brackets of Eq. (15) represents the degradation of the energy potential during the heat transfer across heat exchangers, while the second term describes the

consumption of compressor work required to revalorise the quality of the energy from the evaporator low thermal potential up to the condenser value. It is obvious that for an overall electrical consumption for a building heating purpose, the destruction of exergy in the heat pump is much lower than that occurring in the electric heater element; this is due to the increase of the thermal potential produced by the heat pump. Applying the analysis to a heat pump used in a building heating zone, similar to Eq. (10), the exergy balance under unsteady conditions can be written as:

$$C_{hz} \frac{dT_{hz}}{dt} \tilde{\theta}_{hz} = \dot{Q}_{evap} \tilde{\theta}_{evap} + \dot{W}_{HP} \times 1 - \dot{Q}_{hz-g} \theta_g - \dot{D}_{hz-hp} \quad (16)$$

with the destruction of exergy of the heat pump with respect to the potential of the heated zone given by:

$$\dot{D}_{hz-hp} = \dot{D}_{HP} + \dot{Q}_{hz-g} (\tilde{\theta}_{hz} - \theta_g) + \dot{Q}_{hz-o} \theta_{hz} \quad (17)$$

According to Eqs (16) and (17), the construction of the exergy-electrical analogy of a heat pump (for heating) is schematically shown in Fig. 5b. Similar to the exergy of electric heaters (Fig. 4), the electrical work consumed by the compressor corresponds to a flow of energy that is degraded from one up to  $\theta_{cond}$ . However, this electrical work permits heat from the evaporator,  $\dot{Q}_{evap}$ , to be upgraded (revalorization) from  $\theta_{evap}$  up to  $\theta_{cond}$ . Such an exergy increase is shown by an upward arrow inside a box (see Table 1) in Fig. 5b. Finally, heat transferred in the evaporator and the condenser are represented by energy potential degradation symbols, i.e., a downward arrow inside a box.

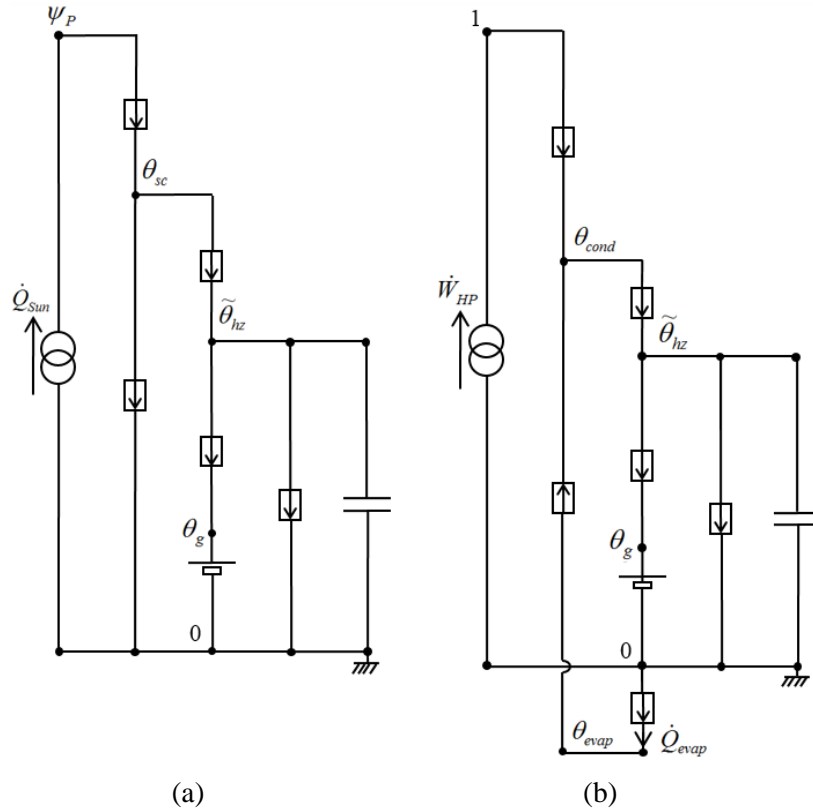


Figure 5. Exergy-electrical analogy of the building with (a) solar collectors and (b) air-source heat pump.



Note that to maintain the explanation as simple as possible, the exergy-electrical analogy has been applied only to an electric heater, a solar collector and a heat pump. However, it can be easily extended to more complex energy units. For instance, for multi-stage and multi-source heat pumps, there are several compressor stages and sources; however, mass and electrical carriers are not concerned in the analysis and only energy fluxes should be considered. Therefore, the total compressor work is expended only to upgrade (revalorize) heat at several evaporator thermal energy levels up to several condenser sink ones. The same concept can also be extended to the analysis of absorption heat pumps where heat sources and chemical reactions can be evaluated and illustrated with their respective heat sources and thermal potentials. The overall electrical expenditure of a building can also be added to the analogy where photovoltaic panels and wind turbines can be represented with analogous current sources while energy storage units are represented by analogous electrical capacitors. Other less common energy conversion units, such as: ejectors, Trombe walls, sorption systems, thermo-chemical storage units, thermoelectric devices, etc., can very easily be represented by applying the aforementioned exergy construction rules.

## 5. Classification and exergy path visualization of integrated energy systems

The exergy-electrical analogy of individual units, including electric heaters, solar collectors and heat pumps, has been discussed in the former section. Their selection and further integration, as well as their interconnections result in numerous possibilities of system arrangements, i.e., energy sources and sinks of heat pumps, sinks for solar energy, emplacement of energy storage units and electric heaters [2]. Available system options increase with increasing the choice among different technologies for each energy unit. For instance, solar collectors can be based on flat plate or vacuum tubes with or without thermal insulation; heat pumps may require multi-stage systems and the use of different refrigerants or working fluids; energy storage can be achieved either based on the sensible or the latent heat of the medium. It is also obvious that for each particular concept the energy distribution circuit must be appropriately designed [2]. In addition, each combination can differently respond to specific climate and economical conditions; in such a case the overall performance is directly correlated to environmental constraints (operation limit boundaries and economical costs are not the same in cold weather countries than in moderate ones). For this reason, the comparison of different system arrangements becomes quite difficult. The problem is more cumbersome, especially for carrying out exergy assessments because the overall performance highly depends on the choice of the environment reference state.

To partially overcome some of the aforementioned drawbacks, Frank et al. [2] have proposed a visualization scheme to be used for organizing and visualizing different integrated energy system solutions. This scheme can be summarized as follows:

- a) A set of unit options corresponds to the central element around which principal energy sources and applications are placed;
- b) Final energy uses such as space heating and cooling, domestic hot water as well as energy sources (i.e., Sun, ground, ambient air, water source, etc.) and energy carriers (electricity, natural gas, etc.) are shown as boundaries on the right, the upper side and the left of the diagram, respectively;
- c) The interactions in-between are represented by arrows with different life style referring to the carrier medium (refrigerant, water, air, brine, etc.); besides, a color code can be applied to distinguish the scheme components.
- d) Energy paths and active units are drawn using dark wide lines and non-selected options are indicated with narrow lines. In this way, the diagram clearly shows the valid arrangement while other units that could be also selected appear visible for comparison between different possible combinations.

This simple scheme allows energy flows from carrier media as well as energy paths to be easily differentiated. Therefore, the exergy-electrical analogy proposed in this paper which is based on energy fluxes uses a schematic approach similar to that given in Frank et al. [2]. However, it has been adapted to

better represent energy fluxes from sources up to applications; thus, energy carriers are replaced by energy fluxes. The proposed methodology has then been applied to analyze the energy scenario similar to that studied by Tamasauskas et al. [14]. In this work, the authors have investigated the option of including a cold energy storage using ice slurry connected to the evaporator of a heat pump and a solar energy collector; a simplified layout of this system is shown in Fig. 6. Note that for simplicity, heating circuits and circulation pumps are not shown in the figure. It indicates however, that it is formed by two thermal loops “A” and “B”. Initially (loop “A”), ice is formed when the heat pump is in operation while the solar energy melts the mixture. Heat from the heat pump is recovered via a condenser connected to a warm water storage tank. Afterwards, heat is delivered to a space heating circuit (radiant floor, heat recovery ventilation) and to a domestic hot water circuit. In addition, the system makes provision of an additional electric power that is used on demand. Nevertheless, in this paper, this electrical power is introduced via an electric heater, usually needed for space heating but we are assuming it to be included inside the warm water storage tank, instead of being installed in the heat distribution circuit. Furthermore, instead of using the ice slurry energy storage and the heat pump (solar loop “A” in Fig. 6), the authors allow the direct utilization of solar energy as heat that warm the water in a storage tank via a second heating option shown by the solar loop “B” in the same figure.

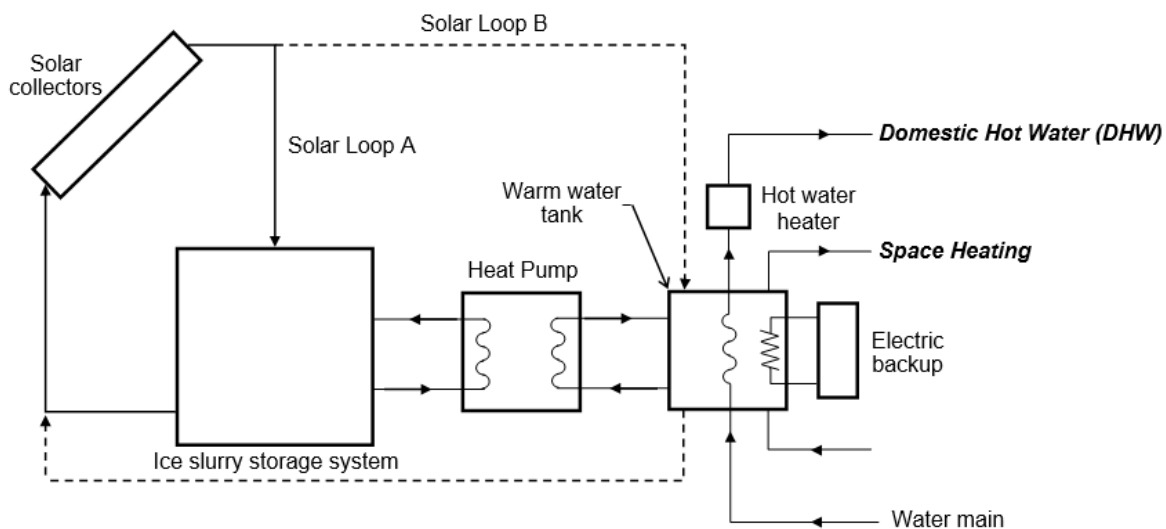


Figure 6. Simplified layout of the solar assisted heat pump using ice storage proposed by Tamasauskas et al. [14].

Since both loops shown in this figure are temperature controlled, they allow the system to be operated in its most energy efficient configuration. According to the authors [14], such arrangement yields the highest performance due to the low flow temperature of the working fluid passing through the solar collectors. A visualization scheme similar to that proposed by Frank et al. [2] is adapted and applied to this scenario. Hence, Fig. 7 shows energy fluxes, i.e., driving energy, solar loops “A” and “B” as well as the final use of thermal energy; they are clearly differentiated to clarify the scheme.



thermal units (absorption heat pumps, Trombe walls, etc.) or electric systems (photovoltaic panels, wind turbines, batteries, etc.) can easily be added to this energy visualization scheme making it more complex.

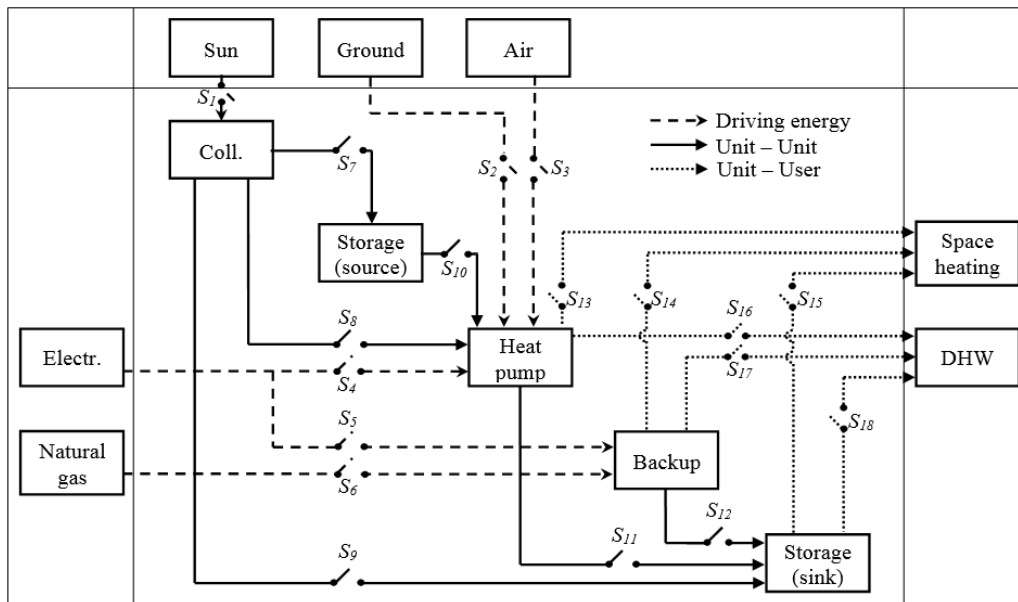


Figure 8. Set of system arrangement options for space heating and domestic hot water of the building.

Fig. 9 shows the exergy-electrical analogy applied to the set of options schematically illustrated by Fig. 8. In order to clarify the diagram, all analogous switches are shown in their OFF position. Four different zones are distinguished in Fig. 9, they are:

- Energy (power) supply equipment, shown on the left. Note that they take into account irreversibility caused by energy transformations;
- The building itself is presented on the most right side of the figure. As previously mentioned, the thermal capacity associated to exergy losses (to the ground and to the ambient) stands for space heating demand. In turn, only the thermal capacity for domestic hot water is included in the diagram. It is associated to a constant temperature value as required by most country laws. Further, thermal losses in water pipes are neglected and heat transfer mechanisms are simplified. For instance, in the study of Tamasauskas et al. [14], heat for domestic hot water demand can be obtained from both the energy storage tank and an electric heater; to be consistent such a configuration necessitates two Carnot factors associated to appropriate temperatures. Even though, this improvement is simple to introduce, it makes the structure more complex.
- Connections between energy (power) supply systems and the consumer are shown on the middle part of the diagram.
- Furthermore, thermal energy storage units (hot *HS* and cold *CS* storage) are illustrated close to energy consumptions, i.e., the building.

The axis of thermal potential, shown on the left side of the figure provides a measure of energy quality levels. Hence, each Carnot factor is directly associated with a particular energy transformation process ( $I, \psi_{Sun}, \psi_{Sun}$ ), energy units ( $I, \theta_{sc}, \theta_{sc}, \theta_{cond}, \theta_{cond}, \theta_{evap}, \theta_{evap}, \theta_{hs}, \theta_{hs}, \theta_{cs}, \theta_{cs}$ ), energy consumption ( $\theta_{DHW}, \theta_{DHW}, \theta_{sh}, \theta_r$ ) and environmental conditions ( $\theta_g, \theta_g, \theta_0, \theta_0$ ).

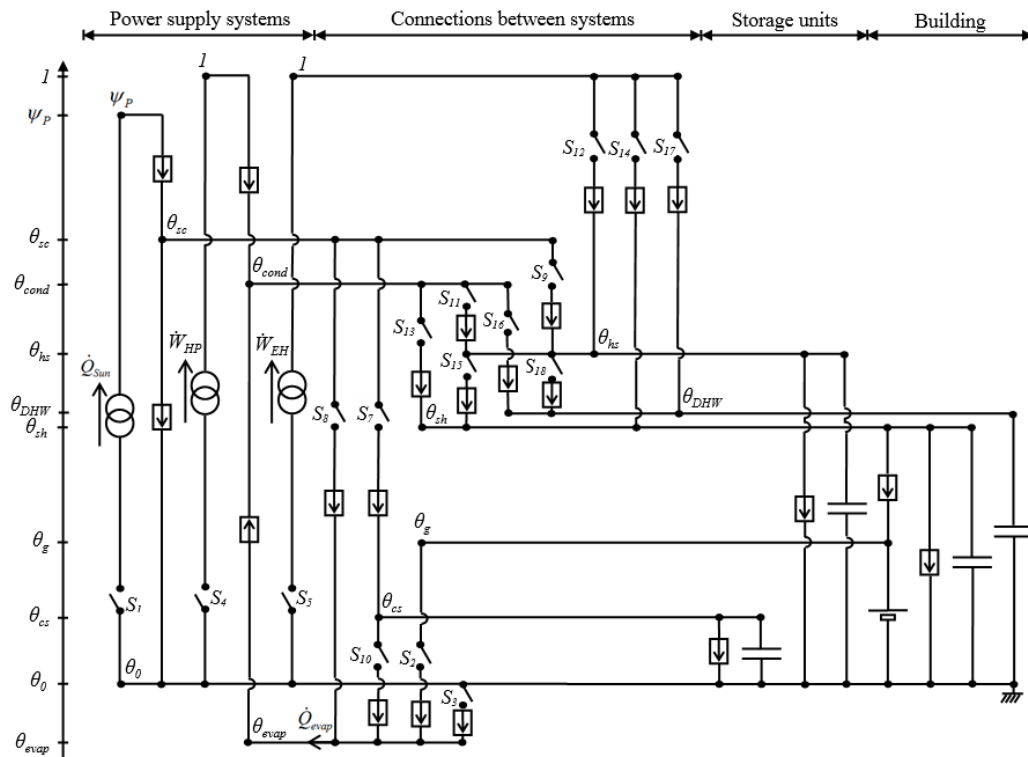


Figure 9. Exergy-electrical analogy of a building with a set of different system arrangement options.

Reading this diagram horizontally allows different units to be easily identified while reading it vertically permits the exergy performance of a particular equipment arrangement to be estimated. In addition, such exergy-electrical analogy helps the user to visualize and better understand the overall operation of complex integrated energy systems.

## 6.2. Case study and applications

Based on Fig. 9, the exergy-electrical analogy is applied to the scenario already studied by Tamasauskas et al. [14] and presented in Figs. 6 and 7. The solar loop “A” uses solar radiation to melt the ice formed in the storage tank while the direct use of solar collectors for providing heat to warm the water in the storage tank is the other operation mode (i.e., solar loop “B” in Figs. 6 and 7). The ON/OFF switches for both loops are summarized in the logic table shown in Table 2.

Reading Fig. 9 horizontally, with appropriate ON/OFF switches for the solar loop “A” (see Table 2), clearly indicates that only solar collectors, the heat pump and electric heaters are under operation; they are connected to the building and both to the cold and hot energy storage tank. Thus, ice is formed when the heat pump is operational ( $S_{10}$  ON). The link between the ice slurry storage tank and the solar collector is active only when  $S_7$  is ON and thus, the ice melting process takes place. Afterwards, heat is transferred from the condenser of the heat pump to the warm water tank with  $S_{11}$  ON. The electric heater is turned ON to maintain the water storage temperature at a required constant value; therefore, if necessary the analog switch  $S_{12}$  can be turned ON. Finally, space heating is achieved by distributing water from the warm water tank, i.e.,  $S_{15}$  ON, while domestic hot water is obtained from the warm water tank and the electric heater with both  $S_{18}$  and  $S_{17}$  set ON, respectively.

When the solar loop “B” is operational (see Table 2 for ON/OFF positions), solar collectors are directly linked to the hot storage tank via  $S_9$  at the ON position. Both the heat pump and the ice slurry energy storage tank are not used;  $S_7$ ,  $S_{10}$  and  $S_{11}$  are OFF. Finally, the distribution of thermal energy follows a

similar path to the former case (i.e., solar loop “A” under operation); it yields the ON position for  $S_{15}$ ,  $S_{17}$  and  $S_{18}$ .

Table 2. Operation logic table for the integrated system of Fig. 9.

Switch	Description	Position of the switch	
		Solar Loop A	Solar Loop B
$S_1$	Sun – Collector	ON	ON
$S_2$	Ground – Heat pump	OFF	OFF
$S_3$	Air – Heat pump	OFF	OFF
$S_4$	Electricity – Heat pump	ON	OFF
$S_5$	Electricity – Backup	ON	ON
$S_6$	Natural gas – Heat pump	-	-
$S_7$	Collector – Storage (source)	ON	OFF
$S_8$	Collector – Heat pump	OFF	OFF
$S_9$	Collector – Storage (sink)	OFF	ON
$S_{10}$	Storage (source) – Heat pump	ON	OFF
$S_{11}$	Heat pump – Storage (sink)	ON	OFF
$S_{12}$	Backup – Storage (sink)	ON	ON
$S_{13}$	Heat pump – Space heating	OFF	OFF
$S_{14}$	Backup – Space heating	OFF	OFF
$S_{15}$	Storage (sink) – Space heating	ON	ON
$S_{16}$	Heat pump – DHW	OFF	OFF
$S_{17}$	Backup – DHW	ON	ON
$S_{18}$	Storage (sink) – DHW	ON	ON

From Fig. 9 and Table 2 it can be expected that the exergy destruction seems to be higher for the solar loop “A” than for the path “B” ( $S_7$ ,  $S_{10}$  and  $S_{11}$  are ON compared to  $S_9$ ). This is apparently due to a much longer energy path required in the first case, as well as a high quality energy deterioration of the solar radiation up to the quite low ice thermal potential. Nevertheless, correct irreversibility calculations must also include energy transfers involved along different processes. For instance, the solar collector efficiency increases with decreasing the working fluid temperature, which is the case for ice slurry energy storage process as compared to hot water storage one. In turn, the degradation of the quality of energy increases with decreasing working fluid temperature. Thus, the minimization of the irreversibility yields a trade-off between energy consumption and energy degradation to be evaluated. Besides these facts, the highest source of irreversibility resides in the electric heater because the high difference between the unit factor of electricity and the Carnot coefficient associated to the application; therefore, exergy losses increase with increasing the consumption of the electric heater. Moreover, since irreversibility corresponds to a fraction of energy that must be paid by the user, it requires a more detailed examination. In fact, it is essentially concerned with expended electricity or natural gas, which proper use appears to be more important than solar energy that can be considered as a cost free energy source. Thus, a deeper investigation is necessary to determine exactly the exergy destruction associated to each possible mode of operation of the system. Nevertheless, the proposed exergy-electrical analogy is a very useful tool that allows a better understanding of the nature and of all irreversibility sources of an entire process, independently of its complexity, to be identified.

The use of analog switches makes the proposed tool attractive for optimization purposes. To this aim, Buoro et al. [16] have investigated the optimal operation of heat pumps, boilers, storage tanks, solar thermal and photovoltaic systems as well as cogeneration units while Dagdougui et al. [17] have also explored alternatives of using wind turbine and biomass units in integrated systems. Therefore, it clearly appears that the implementation of combinations of ON/OFF analog switch for describing different system arrangements combined with the proposed exergy-electrical analogy should permit fast optimization of complex systems. Within this point of view, this analogy can be very helpful for implemented mathematical calculations; in particular the use of Lewin et al. [4] matrices appears as a natural application of the proposed methodology. It must be pointed out that a similar procedure was successfully tackled in the past to optimize large heat-exchanger networks [5]. Hence, Lewin's matrices were used for optimizing heat-exchangers super-structures which in some extent are similar to those presented in Figs. 8 and 9. In particular, similar matrices can be implemented for optimizing very complex integrated energy system by using appropriate techniques such as genetic algorithms and Simplex. In the near future, the use of the proposed exergy-electrical analogy for the optimization of building energy demands constrained to rigorous environmental conditions should also allow implementing intelligent logic circuit capable of performing on-line energy management in buildings and houses.

## 7. Conclusions

In this paper, a novel exergy-electrical analogy has been described. Based on the thermal-electrical analogy, the proposed tool is developed for applications in complex integrated energy systems. In particular, for buildings the proposed methodology permits all kind of energy to be represented and energy paths to be identified starting from source potentials up to their final use. The most common units and the different ways to arrange the equipment has been investigated and presented with the analogy. It allows the set of possibilities to be directly visualized and a better understanding of the operation to be achieved. Applied to this set of units, the analogy clearly illustrates the system operation and exposes all irreversibility sources regardless of the complexity.

The analogy has been applied to a solar assisted heat pump using ice storage where two operation modes have been discussed. The proposed tool is easy to handle and it can be adapted to other units or unit models and even to other super-structures. Only the degree of complexity increases while its construction and its utilization stay the same. Finally, the use of switches makes the analogy attractive for optimization purposes. It permits a large scale of system options to be considered. In addition, different arrangements can be tackled by using appropriate mathematical optimization techniques. Furthermore, the exergy-electrical analogy could be very useful for performing both the selection of an optimal set and the model of individual units based on the exergy method. The use of switches makes the method very attractive for carrying out on-line energy management as a function of the demand and environmental constraints.

## ACKNOWLEDGEMENTS

This work was funded by the National Science and Engineering Research Council of Canada (NSERC) Discovery grant (RGPIN 48499), CanmetENERGY at Varennes and the Hydro-Québec chair in Nuclear Engineering.

## References

- [1] Henning HM, Miara M. Systems using solar thermal energy in combination with heat pumps-1<sup>st</sup> concept paper. 64<sup>th</sup> ExCo meeting; 2008 Nov 19-21; Winterthur, Switzerland.
- [2] Frank E, Haller M, Herkel S, Ruschenburg J. Systematic Classification of Combined Solar Thermal and Heat Pump Systems. Proceedings of the EuroSun Conf.; 2010 Sep 29-Oct 1; Graz, Austria.
- [3] Coventry JS, Lovegrove K. Development of an approach to compare the 'value' of electrical and thermal output from a domestic PV/thermal system. *Sol. Energy* 2003; 75; 63-72.
- [4] Lewin DR, Wang H, Shalev O. A generalized method for HEN synthesis using stochastic optimization – I. General framework and MER optimal synthesis. *Comput. Chem. Eng.* 1998; 22; 1503-13.
- [5] Dipama J, Teyssedou A, Sorin M. Synthesis of heat exchanger networks using genetic algorithms. *Appl. Therm. Eng.* 2008; 28; 1763-73.
- [6] Torio H, Angelotti A, Schmidt D. Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: A critical view. *Energy and Build.* 2009; 41; 248-71.
- [7] Saloux E, Teyssedou A, Sorin M. Analysis of photovoltaic (PV) and photovoltaic/thermal (PV/T) systems using the exergy method. *Energy and Build.* 2013; 67; 275-85.
- [8] Petela R. Exergy of heat radiation, *J. Heat Transf.* 1964; 86; 187-92.
- [9] Çengel YA, Boles MA. *Thermodynamics, an engineering approach*, 4th ed. New York: McGraw Hill; 2002.
- [10] Marmolejo-Correa D, Gundersen T. New graphical representation of exergy applied to low temperature process design. *Ind. Eng. Chem. Res.* 2013; 52; 7145-56.
- [11] Ducoulombier M, Sorin M, Teyssedou A. Thermodynamic bounds for food deep chilling tray tunnel operation. *Int. J. Therm. Sci.* 2007; 46; 172-79.
- [12] Incropera FP, DeWitt DP. *Fundamentals of heat and mass transfer*, 5th ed. New York; Toronto: Wiley; 2002.
- [13] Fraisse G, Viardot C, Lafabrie O, Achard G. Development of a simplified and accurate building model based on electrical analogy. *Energy and Build.* 2002; 34; 1017-31.
- [14] Tamasauskas J, Poirier M, Zmeureanu R, Sunyé R. Modeling and optimization of a solar assisted heat pump using ice slurry as a latent storage material. *Sol. Energy* 2012; 86; 3316-25.
- [15] Keçebas A. Energetic, exergetic, economic and environmental evaluations of geothermal district heating systems: An application. *Energ. Convers. Manage.* 2013; 65; 546-56.
- [16] Buoro D, Casisi M, Pinamonti P, Reini M. Optimal synthesis and operation of advanced energy supply systems for standard and domestic home. *Energ. Convers. Manage.* 2012; 60; 96-105.
- [17] Dagdougui H, Minciardi R, Ouammi A, Robba M, Sacile R. Modeling and optimization of a hybrid system for the energy supply of a « Green » building. *Energ. Convers. Manage.* 2012; 64; 351-63.